

Modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Ver-
fahrenstechnik der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Martin Spitz

aus

Oberhausen

Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Edmund Haberstroh

Tag der mündlichen Prüfung: 20.06.2012

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion und Kunststoffmaschinen im Institut für Produkt Engineering der Universität Duisburg-Essen von 2007-2012.

Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Wortberg möchte ich an dieser Stelle nicht nur für die Betreuung dieser Doktorarbeit, sondern auch für den stets fairen und auf die persönliche Weiterentwicklung zielenden Umgang mit mir und meinen Kollegen danken.

Für die Übernahme des Korreferats sowie die kritische Durchsicht meiner Arbeit gilt mein Dank Herrn Prof. Haberstroh. Für die Mitwirkung an meinem Promotionsverfahren danke ich ebenfalls dem Vorsitzenden der Prüfungskommission, Herrn Prof. el Moctar.

Die Inhalte dieser Arbeit wurden im Rahmen öffentlich geförderter Forschungsvorhaben erarbeitet, daher gilt ein großer Dank der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) sowie der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA). Ebenso haben die beteiligten Industriepartner durch ihr Engagement zum Erfolg dieser Forschungsvorhaben beigetragen, weshalb ich auch ihnen meinen herzlichen Dank aussprechen möchte.

Dem AOR Herrn Dr. Hoppe und meinen Kollegen am Lehrstuhl danke ich dafür, dass ich mich viereinhalb Jahre lang (fast) täglich auf meinen Arbeitstag gefreut habe. Mein Bürokollege und Freund Kenny Saul sei in diesem Zusammenhang gesondert erwähnt. Unsere fachlichen Diskussionen und die gemeinschaftlichen Projekte haben mich in dieser Zeit ebenso geprägt, wie die privaten Unternehmungen.

Meiner Familie bin ich inzwischen sehr dankbar dafür, dass sie mich zum Studium des Maschinenbaus *überredet* hat. Die Sicherheit, mich zu jeder Zeit auf die Unterstützung der Familie verlassen zu können, haben mich in den anstrengenden Phasen meiner Ausbildung, gerade zum Ende der Promotion, stark entlastet!

Bei meiner Freundin Melanie bedanke ich mich abschließend für das unermüdliche Verständnis für meine Situation und die sprachliche Korrektur dieser Arbeit.

Oberhausen, im Juni 2012

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Zielstellung und Lösungsweg	2
2.	Stand der Technik	4
2.1	Elastomere und ihre dynamischen Eigenschaften	4
2.2	Kennwerte von Elastomerkupplungen	25
2.3	Kennwertermittlung aus dynamischen Versuchen	29
2.4	Lebensdauerprognose	41
2.5	Ausfallkriterien	50
3.	Nichtlineares Schadensakkumulationsmodell (nISAM)	54
3.1	Anforderungen an das Modell	56
3.2	Ermittlung von Schädigungsverläufen	57
3.3	Herleitung des mathematischen Ansatzes	60
3.4	Exemplarische Kalibrierung des Ansatzes	65
4.	Prüfung elastomerer Kupplungselemente	73
4.1	Prüfstands Aufbau	74
4.2	Kennwertermittlung	80
4.3	Geprüfte Kupplungselemente	84
4.4	Temperaturentwicklung	85
4.5	Einstufenversuche	91
4.6	Laststufenversuche	93
4.7	Lastkollektivversuche	94
5.	Auswertung von Schädigungsverläufen	96
5.1	Umrechnung einer Kennwertänderung in eine Schädigung	96
5.2	Wahl eines Ausfallkriteriums	97
5.3	Einstufenversuche	100
5.4	Laststufenversuche	104
5.5	Lastkollektivversuche	107
5.6	Anwendung der linearen Schadensakkumulation	110

6.	Lebensdauerprognose	113
6.1	Parameterkalibrierung	115
6.2	Definition der Beanspruchungsgröße $B_{(t)}$	117
6.3	Anwendung verschiedener Kalibrierungsstrategien	118
6.4	Nichtlineare Schadensakkumulation	124
6.5	Diskussion der Kalibrierungsstrategien	129
6.6	Kurzzeitprüfprogramm zur Kalibrierung des nISAM	131
7.	Zusammenfassung	132
8.	Ausblick	135
9.	Literaturverzeichnis	136

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: statistisches Kettenknäuel, ebene Projektion nach [Tim81]	6
Abbildung 2.2: Schem. Darstellung des Werkstoffgefüges nach [Sto99]	7
Abbildung 2.3: Herleitung einer Hystereseschleife nach [Ehr93]	8
Abbildung 2.4: Viskoelastische Materialmodelle nach [Mah87]	10
Abbildung 2.5: Einflüsse auf die Lebensdauer	14
Abbildung 2.6: Beanspruchungen und ihre schädigenden Auswirkungen	15
Abbildung 2.7: Faustregel für mechanische Belastung	16
Abbildung 2.8: Haigh-Diagramm eines NR-Vulkanisats nach [SAC98]	17
Abbildung 2.9: Faustregel für Temperatur	19
Abbildung 2.10: Alterungsvorgänge (schematisch) nach [Ste98]	20
Abbildung 2.11: Einflüsse verschiedener Alterungsmechanismen	21
Abbildung 2.12: Faustregel für Alterungsvorgänge	22
Abbildung 2.13: Dynamische Kupplungskennwerte nach [DIN86]	26
Abbildung 2.14: Verfahren zur Ermittlung der dyn. Steifigkeit nach [Käs97]	33
Abbildung 2.15: Verfahren der Endpunktlinearisierung	34
Abbildung 2.16: Verfahren der linearen Regression	35
Abbildung 2.17: Linearisierung durch harmonische Balance	37
Abbildung 2.18: Linearisierung über das Energiegleichgewicht	38
Abbildung 2.19: Arbeitspunkt bei nichtlinearer Federkennlinie	40
Abbildung 2.20: Lebensdauerprognose in der Praxis	46
Abbildung 2.21: Signalverkürzung durch Rainflow-Filterung	48
Abbildung 2.22: Verlauf normierter Kennwerte nach [WoM05]	53
Abbildung 3.1: Inhalt der folgenden Abschnitte	54
Abbildung 3.2: Lebensdauerprognose mit dem nLSAM	56
Abbildung 3.3: Typischer Risslängenverlauf nach [GSM08]	58
Abbildung 3.4: Typische Kennwertverläufe	59
Abbildung 3.5: Variation Parameter A	62
Abbildung 3.6: Variation Parameter b	63
Abbildung 3.7: Variation Parameter c	64
Abbildung 3.8: Im Rahmen der Modellerarbeitung geprüfte Lagerbuchse	65
Abbildung 3.9: Versuchsmatrix der durchgeführten Versuche	66
Abbildung 3.10: Schädigungsverlauf bei einer Axiallast von 9 kN	67
Abbildung 3.11: Gemessene und prognostizierte Schädigungsverläufe	69

Abbildung 3.12: Lastkollektiv mit Lastspitzen.....	70
Abbildung 3.13: Berechneter Schädigungsverlauf bei Lastkollektiv 98/2.....	71
Abbildung 3.14: Berechnung mit Lastspitzen am Versuchsbeginn	72
Abbildung 4.1: Durchgeführte experimentelle Versuchsreihen	73
Abbildung 4.2: Prüfaufbau für die Kupplungsprüfungen	74
Abbildung 4.3: Anordnung der zwei Regelkreise	77
Abbildung 4.4: Reaktion der Versuchsparameter bei Laststufensprüngen	79
Abbildung 4.5: Anwendung der Sehnentrapezformel	81
Abbildung 4.6: Relative Abweichungen zur harmonischen Balance	83
Abbildung 4.7: Relative Abweichungen bei variiertter Amplitude.....	84
Abbildung 4.8: Gelenkwellen Vorschaltkupplung	85
Abbildung 4.9: Verhalten von Kern- und Oberflächentemperatur	87
Abbildung 4.10: Temperaturanlaufkurven bei 30 Watt Dämpfungsleistung	88
Abbildung 4.11: Berücksichtigung der Einlaufphase	90
Abbildung 4.12: Kennwertverläufe in den Einstufenversuchen	92
Abbildung 4.13: Verlauf der Dämpfungsarbeit bei den Laststufenversuchen	93
Abbildung 4.14: Theoretischer Verlauf der Dämpfungsarbeit	94
Abbildung 4.15: Kennwertverläufe in den Lastkollektivversuchen.....	95
Abbildung 5.1: Schadenskriterien Dämpfungsarbeit und dyn. Steifigkeit	98
Abbildung 5.2: Änderung der Steifigkeit bei dynamischer Belastung.....	99
Abbildung 5.3: Auswertung der Einstufenversuche (500 Nm).....	100
Abbildung 5.4: Schädigungsverläufe für Lastamplitude 500 Nm	101
Abbildung 5.5: Auswertung der Einstufenversuche (625 Nm).....	101
Abbildung 5.6: Schädigungsverläufe für Lastamplitude 625 Nm	102
Abbildung 5.7: Auswertung der Einstufenversuche (750 Nm).....	102
Abbildung 5.8: Schädigungsverläufe für Lastamplitude 750 Nm	103
Abbildung 5.9: Ausfallcharakteristik bei den Einstufenversuchen.....	104
Abbildung 5.10: Auswertung der Laststufenversuche	105
Abbildung 5.11: Schädigungsverläufe der Laststufenversuche	106
Abbildung 5.12: Auswertung der Lastkollektivversuche LKV 1	107
Abbildung 5.13: Schädigungsverläufe der Lastkollektivversuche LKV 1	108
Abbildung 5.14: Lastwechsel je Laststufe bei LKV 1	108
Abbildung 5.15: Auswertung der Lastkollektivversuche LKV 2	109
Abbildung 5.16: Schädigungsverläufe der Lastkollektivversuche LKV 2	109
Abbildung 5.17: Lastwechsel je Laststufe bei LKV 2	110
Abbildung 5.18: Wöhlerlinie der durchgeführten Einstufenversuche	111

Abbildung 5.19: Schadensberechnung mittels lin. Schadensakkumulation	112
Abbildung 6.1: Schritt 1 – Aufnahme von Schädigungsverläufen	113
Abbildung 6.2: Schritt 2 – Kalibrierung der Parameter A , b und c	114
Abbildung 6.3: Schritt 3 – Nichtlineare Schadensakkumulation	114
Abbildung 6.4: Herleitung der Zielfunktion	115
Abbildung 6.5: Max. Hauptspannung und Schadensbild	118
Abbildung 6.6: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie I	119
Abbildung 6.7: Ergebnis der Kalibrierung I	120
Abbildung 6.8: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie II	121
Abbildung 6.9: Ergebnis der Kalibrierung II	121
Abbildung 6.10: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie III	122
Abbildung 6.11: Ergebnis der Kalibrierung III	123
Abbildung 6.12: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie IV	123
Abbildung 6.13: Ergebnis der Kalibrierung IV	124
Abbildung 6.14: Prognosen der Lastkollektivversuche	125
Abbildung 6.15: Prognosen der Einstufenversuche	126
Abbildung 6.16: Prognosen der Einstufenversuche	127
Abbildung 6.17: Prognosen der Einstufenversuche	128
Abbildung 6.18: Ergebnisse durch Kalibrierungsstrategie II ohne Ausreißer	129
Abbildung 6.19: Prognosen durch Kalibrierungsstrategie IV ohne Ausreißer	130

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a_x	Nm	Parameter der Regressionsgeraden
A	-	Formelparameter
A_D	J	Dämpfungsarbeit
$A_{D,ist}$	J	aktueller Wert der Dämpfungsarbeit
$A_{D,ref}$	J	Referenzwert zur Normierung der Dämpfungsarbeit
A_{el}	J	elastische Formänderungsarbeit
$A_{pot,lin}$	J	Formänderungsarbeit der linearisierten Schleife
$A_{pot,nl}$	J	Formänderungsarbeit der nichtlinearen Schleife
B_i	-	Beanspruchungsgröße der Laststufe i
b	-	Formelparameter
b_D	Ns/m	Dämpfungskoeffizient
b_x	Nm/rad	Parameter der Regressionsgeraden
c	-	Formelparameter
c_F	N/m	Federsteifigkeit
$c_{T,dyn}$	kNm/rad	dynamische Steifigkeit
$c_{T,dyn,ist}$	kNm/rad	aktueller Wert der dyn. Steifigkeit
$c_{T,dyn,ref}$	kNm/rad	Referenzwert zur Normierung der dyn. Steifigkeit
D	-	Schädigungsgrad
D_N	-	Schädigungsgrad nach N Lastwechseln
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
i	-	Zählvariable
J	-	Anzahl zur Kalibrierung verwendeter Verläufe
k	-	Anzahl unterschiedlicher Belastungsniveaus
K	-	Anzahl der Messpunkte
l	mm	Risslänge
n_N	min ⁻¹	Nenndrehzahl des Antriebs
n_i	-	Lastwechsel auf Laststufe i
N	-	Lastwechsel gesamt
N_i	-	Anzahl ertragbarer Lastwechsel auf Laststufe i
P	-	Arbeitspunkt
P_N	W	Nennleistung
P_V	W	Dämpfungsleistung bzw. Verlustleistung
R	-	Spannungsverhältnis σ_u/σ_o
S_{LW}	-	relative Abweichung der Lastwechsel
S_{LW}	-	absolute Abweichung der Lastwechsel

Formel- zeichen	Einheit	Bedeutung
t	s	Zeit
T	Nm	Drehmoment
T	Nm	Drehmomentamplitude
T_{el}	Nm	elastisch wirkendes Drehmoment
T_{KN}	Nm	Nenndrehmoment einer Elastomerkupplung
$T_{\text{K,stat}}$	Nm	statisch wirkendes Kupplungstorsionsmoment
$T_{\text{K,max}}$	Nm	Maximaldrehmoment einer nachg. Wellenkupplung
T_{N}	Nm	Nenndrehmoment des Antriebs
T_{O}	°C	Oberflächentemperatur
T_{W}	Nm	Wechseldrehmoment
u	m	Auslenkung; Längenänderung
u	m	Auslenkungsamplitude
x	-	relative Abweichung von der Vorgabe
δ	rad	Phasenverschiebungswinkel
σ	N/mm ²	Zugspannung
σ_{A}	N/mm ²	Spannungsamplitude
σ_{M}	N/mm ²	Mittelspannung
φ	rad	Verdrehwinkel
φ	rad	Drehwinkelamplitude
$\varphi_{\text{K,stat}}$	rad	statisch aufgebracht Kupplungsverdrehwinkel
Ψ	-	verhältnismäßige Dämpfung
ω	1/s	Kreisfrequenz; Erregerfrequenz

1. Einleitung

Heutzutage sind Bauteile bzw. Bauteilkomponenten auf der Basis elastomerer Werkstoffe aus vielen Bereichen des Maschinen- und Anlagenbaus nicht mehr wegzudenken. Aufgrund ihres einzigartigen molekularen Aufbaus und den daraus resultierenden Materialeigenschaften sind sie in vielen Fällen die einzige Alternative, wenn es um die Auswahl eines Werkstoffs für Bauteile mit entsprechendem Anforderungsprofil geht.

Besonders hervorzuheben und für viele Einsatzbereiche entscheidend sind die extreme Dehnbarkeit sowie die Dämpfungseigenschaften bei dynamischen Beanspruchungen. Für viele Einsatzbereiche sind Elastomere besonders interessant, weil ihre chemischen, physikalischen und mechanischen Eigenschaften durch die Zugabe entsprechender Additive in das Rohmaterial in weiten Bereichen und auf verschiedenste Anforderungen hin eingestellt werden können. In der Antriebstechnik sowie im Fahrzeugbau werden elastomere Bauteile in der Regel eingesetzt, um schwingungstechnischen Problemstellungen (Dämpfung von Dauerschwingungen, Resonanzdurchfahrten etc.) zu begegnen. Sie stellen dabei oft Teile funktionsrelevanter Baugruppen dar. Durch das stetig wachsende Verständnis für die komplexen mikro- und makroskopischen Belastungsantworten und Schädigungsmechanismen des Materials können immer mehr Anwendungsfelder erschlossen und so die Bedeutung dieses Werkstoffs für die Industrie gesteigert werden.

Durch den Einsatz der Elastomerbauteile in funktions- und oft auch sicherheitsrelevanten Baugruppen werden dementsprechend hohe Ansprüche an den Konstrukteur gestellt. Dies betrifft insbesondere die Vorhersage einer unter bestimmten Betriebsbedingungen zu erwartenden Lebensdauer des Bauteils. Mit dieser Herausforderung und den damit verbundenen Problemstellungen befasst sich die vorliegende Arbeit.

1.1 Motivation

Trotz der heute weit verbreiteten Anwendung elastomerer Bauteile im technischen Bereich, liegt der aktuelle Kenntnisstand über materialspezifische Phänomene noch deutlich hinter dem von anderen technischen Werkstoffen wie Metallen und auch thermoplastischen Kunststoffen. Vor allem für Metallbauteile werden Lebensdauerprognosen in einer Qualität abgegeben, wie sie nur als Ergebnis langjähriger und

intensiver Forschungsarbeiten auf dem Gebiet möglich sein können. Die Erforschung elastomerspezifischer Schädigungsphänomene steckt im Vergleich zu den bei Metallen wirksamen noch in den Kinderschuhen, da sie erst in den letzten Jahrzehnten intensiv angegangen wurde. Daher ist es auch heute noch äußerst schwierig für die Hersteller von Elastomerbauteilen, präzise Lebensdauerprognosen und daraus abgeleitete Wartungs- bzw. Austauschintervalle für ihre Produkte anzugeben.

Durch die zunehmende Anwendung der Elastomere in mobilen und hochdynamischen Systemen (Automobile, Schiffbau etc.) stehen größere Budgets zur Verfügung, um diesen komplexen Werkstoff zu erforschen. Dies führt dazu, dass die Lebensdauerprognose für Elastomere derzeit zentraler Gegenstand vieler aktueller Forschungsarbeiten ist. Wegen der stetig steigenden Forderungen nach einem schonenden Umgang mit natürlichen Ressourcen, der Einsparung von Gewicht und einer zuverlässigen Arbeitsweise von Bauteilen bzw. Baugruppen sehen sich auch die Hersteller von Elastomerbauteilen mit der Notwendigkeit konfrontiert, mehr Verständnis für ihren Werkstoff zu entwickeln und neue Erkenntnisse bei der Auslegung ihrer Bauteile zu berücksichtigen. Da die heutigen Modelle zur Lebensdauerprognose von Elastomeren im Wesentlichen Abwandlungen von für Metallbauteile entwickelten Prognosemodellen (lineare Schadensakkumulation nach Palmgren/Miner [Pal24]) sind, wird in dieser Arbeit ein speziell für das Ausfallverhalten der Elastomere erarbeitetes Lebensdauerprognosemodell vorgestellt.

1.2 Zielstellung und Lösungsweg

Mit der vorliegenden Arbeit werden Erkenntnisse über das Ausfallverhalten von elastomeren Werkstoffen unter dynamischen Belastungen gewonnen und in ein Lebensdauerprognosemodell überführt. Ziel ist die Erarbeitung und Validierung eines mathematischen Ansatzes, mit dessen Hilfe Schädigungsverläufe und Ausfallzeitpunkte von Bauteilen für beliebige Belastungsfolgen berechnet werden können. Das Modell hebt sich durch einen nichtlinearen Ansatz zur Schadensakkumulation von bestehenden Modellen ab. Der zugrundeliegende mathematische Ansatz soll anhand weniger experimenteller Versuchsreihen an ein vorliegendes Bauteil angepasst werden können. Daher wird er über kalibrierbare Parameter verfügen, so dass eine schnelle und genaue Kalibrierung möglich ist.

Der Abschnitt 3 dieser Arbeit befasst sich mit der Formulierung eines solchen mathematischen Ansatzes. Hier werden für Elastomere charakteristische Schädigungsverläufe aus experimentellen Versuchsreihen an Probekörpern abgeleitet. Anhand der Schädigungsverläufe wird der mathematische Ansatz zur nichtlinearen Schadensakkumulation formuliert, welcher die Berechnung des charakteristischen Schädigungsverlaufs von Elastomerbauteilen für beliebige Belastungsvorgaben ermöglicht. Es wird exemplarisch gezeigt, welche Schädigungsverläufe nach der Kalibrierung für verschiedene Belastungsvorgaben berechnet werden.

Nach dem Entwurf des mathematischen Ansatzes findet eine modellbasierte Lebensdauerprognose am Beispiel elastischer Kupplungen statt. Hierfür sind experimentelle Versuchsreihen durchzuführen, die in Abschnitt 4 erläutert werden. Nach der Erläuterung des verwendeten Prüfstands, der geprüften Elemente und der Auswertesoftware, werden die in den Versuchen aufgezeichneten Kennwertverläufe dargestellt und diskutiert.

Die Kennwertverläufe alleine geben noch keinen Aufschluss über das Ausfallverhalten der geprüften Bauteile. Hierzu ist die in Abschnitt 5 beschriebene Umrechnung in Schädigungsverläufe notwendig. Aus den Kennwertverläufen wird zunächst ein Schädigungskriterium abgeleitet, dessen Fortschreiten im Laufe eines Versuchs die Bauteilermüdung beschreibt. Hiernach ist die Darstellung und kritische Betrachtung der Schädigungsverläufe für alle durchgeführten Versuche möglich.

Die Schädigungsverläufe werden in Abschnitt 6 verwendet, um das in Abschnitt 3 erarbeitete Prognosemodell zu kalibrieren. Eine Teilmenge der gemessenen Schädigungsverläufe wird jeweils zur Kalibrierung herangezogen, wonach mit dem Modell die Schädigungsverläufe der nicht zur Kalibrierung verwendeten Versuche berechnet werden. Aus dem Vergleich von gemessenen und berechneten Schädigungsverläufen wird abschließend eine Kalibrierungsstrategie für das Modell abgeleitet, mit der bestmögliche Prognoseergebnisse erwartet werden können.

Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung der gewonnen Erkenntnisse und Anregungen für weitere Untersuchungen, die zu einer verbreiteten Anwendung des Modells führen können.

2. Stand der Technik

Technische Elastomere sind in der Regel durch Füllstoffe auf ihre Anwendung hin optimierte, vernetzte Kautschuke (Natur- oder Synthesekautschuk). Die mechanischen Eigenschaften dieser Werkstoffe werden im Vergleich zu anderen Werkstoffen von vielen Einflüssen in erheblichem Maße mitbestimmt. Die wichtigsten Einflussgrößen auf die mechanischen Eigenschaften sind die Belastungsfrequenz- und Amplitude sowie die Bauteiltemperatur. Um die Komplexität dieses Werkstoffes zu unterstreichen, sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass sich diese Größen aufgrund der nichtlinear viskoelastischen Materialeigenschaften auch untereinander beeinflussen. Beispielsweise führt in der Praxis eine höhere Belastungsfrequenz aufgrund der Dämpfungseigenschaften des Materials nicht nur zu einer Versteifung des Materials, sondern gleichzeitig zu einem Anstieg der Bauteiltemperatur und damit wiederum zu einem Abfall der Steifigkeit. Die Effekte überlagern sich.

Ebenso wie die mechanischen Eigenschaften werden Ermüdungs- und Schädigungsvorgänge und somit auch die Lebensdauer¹ von diversen Einflussgrößen mitbestimmt. Hier ist ebenfalls die Bauteiltemperatur von Bedeutung, allerdings wurden auch andere, nicht unmittelbar aufzuklärende Einflüsse wie beispielsweise die Mittellastlage bei dynamischen Belastungen nachgewiesen. Im Folgenden wird eine Darstellung des Stands der Technik vorgenommen, in der die grundlegenden Zusammenhänge des Kraft-Verformungs-Verhaltens, die prüftechnische Ermittlung von Werkstoffkennwerten und die gängige Praxis der Schadensakkumulation und Lebensdauerprognose dynamisch beanspruchter Elastomerbauteile behandelt werden. Die (quasi-) statischen Eigenschaften spielen für diese Arbeit eine untergeordnete Rolle und werden nur der Vollständigkeit halber erwähnt.

2.1 Elastomere und ihre dynamischen Eigenschaften

Innerhalb der Werkstoffe lassen sich Elastomere der Gruppe der Kunststoffe zuordnen, wobei sie sich im Vergleich zu anderen Werkstoffen durch ihre hohe Verformbarkeit bei relativ geringen Belastungen auszeichnen. Ihre Anwendung in dynamischen Systemen und Baugruppen ist ihrem verhältnismäßig großen Dämpfungsvermögen geschuldet. Im Folgenden werden die grundlegenden dynamischen Eigenschaften der Elastomere dargestellt.

¹ Definition der Lebensdauer in Abschnitt 2.4

2.1.1 Elastomere

Das Ausgangsmaterial zur Herstellung von Elastomeren (Vulkanisaten) ist Kautschuk. Hierbei kann zunächst zwischen auf Plantagen (Naturkautschuk, NR) gewonnenem und synthetisch (Synthesekautschuk, SR) erzeugtem Kautschuk unterschieden werden. Naturkautschuk ist eine aus dem Milchsaft des Kautschukbaums gewonnene, hoch viskose und klebrige Masse, die aus dem Makromolekül Polyisopren besteht. Dieses Makromolekül kann bei hohen Temperaturen mit Schwefel oder anderen Chemikalien reagieren, wobei die langkettigen Einzelmoleküle untereinander vernetzt werden. Dieser Vorgang nennt sich *Vulkanisation* [EHE08]. Durch das so entstehende molekulare Netzwerk erhält das Elastomer seine einzigartigen Werkstoffeigenschaften [HoG01]. Die Verbindung von hoher Zugfestigkeit mit einer guten Stoßelastizität, die gute Tieftemperaturflexibilität, die hervorragenden dynamischen Eigenschaften sowie der geringe Wärmearaufbau machen NR-Vulkanisate gerade für den Einsatz in dynamischen Systemen und Baugruppen interessant.

Für die meisten Synthesekautschuke ist das Ausgangsmaterial Erdöl. Die einzelnen Eigenschaften von Elastomeren auf der Basis von Naturkautschuk können von denen mit synthetischem Ausgangsmaterial durchaus übertroffen werden, allerdings gelten NR-Vulkanisate als sehr vielseitig einsetzbar und sind verhältnismäßig kostengünstig.

Elastomere sind Konstruktionswerkstoffe, da ihre Eigenschaften durch die Zugabe von Additiven und Füllstoffen auf vielfältige Weise entsprechend des vorliegenden Anwendungsfalls angepasst werden können. Dies gilt sowohl für die (statischen und dynamischen) mechanischen (z.B. E-Modul, Dämpfung), als auch für die physikalischen (z.B. Farbe, Wärmeleitfähigkeit) und chemischen (z.B. Beständigkeit gegen diverse Medien) Eigenschaften des Werkstoffs. Aufgrund der steigenden Kenntnis über das Werkstoffverhalten und die Möglichkeiten zu dessen Beeinflussung, werden Elastomere inzwischen in vielen anspruchsvollen technischen Anwendungen eingesetzt.

Die in dieser Arbeit betrachteten Bauteile sind ausschließlich NR-Vulkanisate, weshalb auf die Eigenschaften der SR-Vulkanisate im Folgenden nicht weiter eingegangen wird.

2.1.2 Molekularer Aufbau und Entropieelastizität

Grund für die Einzigartigkeit der (dynamischen) Werkstoffeigenschaften ist der molekulare Aufbau der Elastomere. Sie bestehen aus Makromolekülen, die in einer weitmaschigen Netzwerkstruktur chemisch miteinander verbunden sind. Die Makromoleküle führen im Bereich ihrer Einsatztemperatur² aus der Physik bekannte Wärmebewegungen (mikrobrown'sche Bewegungen) durch. Aufgrund der Länge der Moleküle ergibt sich hieraus eine „Schlängelbewegung“, wodurch die Molekülkette theoretisch jede Position zwischen der völlig gestreckten und der völlig zusammengerollten bzw. verknäulten einnehmen kann. Zwischen diesen beiden Extremzuständen existiert eine statistisch wahrscheinlichste Lage der Moleküle, die durch den höchsten Unordnungsgrad bzw. den Zustand maximaler Entropie gekennzeichnet ist. Die Makromoleküle elastomerer Werkstoffe liegen im unbelasteten Zustand und unter Vernachlässigung von Orientierungen aus dem Herstellungsprozess in dieser ungeordneten, verknäulten Struktur vor, die sich durch Projektion in die Ebene innerhalb einer Ellipse mit dem Durchmesser Verhältnis von ca. 2:1 darstellt (vgl. Abbildung 2.1).

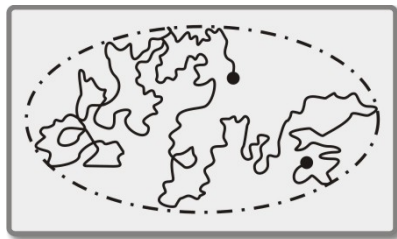


Abbildung 2.1: statistisches Kettenknäuel, ebene Projektion nach [Tim81]

Werden äußere Kräfte aufgebracht, so strecken sich die Makromoleküle in Richtung der aufgebrachten Kräfte. Hierdurch erhöht sich die Ordnung in der Molekülstruktur, was eine Abnahme der Entropie zur Folge hat. Das Bestreben nach einem Zustand maximaler Entropie aufgrund der rücktreibenden Wärmestöße führt bei Vorhandensein äußerer Kräfte zu thermokinetischen Rückstellkräften, die nach einer Entlastung zu einer vollständigen Reversierung der zuvor vollzogenen Verformung führen. Dieses Verhalten wird als *Entropieelastizität* bezeichnet [Tim81].

² Oberhalb der Glasübergangstemperatur, unter der die Moleküle „eingefroren“ sind

Im Gegensatz zu Metallen, die energieelastisches Verhalten³ zeigen, sind durch diesen Deformationsvorgang deutlich höhere Verformungen möglich. Bei vorhandenen äußeren Kräften erhöhen sich die thermokinetischen Rückstellkräfte, wenn die Temperatur des gedehnten Bauteils erhöht wird. Aufgrund der Abhängigkeit der Rückstellkräfte elastomerer Werkstoffe von der Temperatur sind auch die mechanischen Eigenschaften stark temperaturabhängig.

Der molekulare Aufbau der Elastomere ist weiterhin durch das Vorhandensein diverser Füllstoffe und Weichmacher gekennzeichnet. Durch ihren Einsatz können sowohl die mechanischen (Härte, Festigkeit, Abrieb etc.) als auch die chemischen (Medienbeständigkeit, Oxidation, Quellneigung etc.) Eigenschaften entsprechend der Anforderungen eingestellt werden.

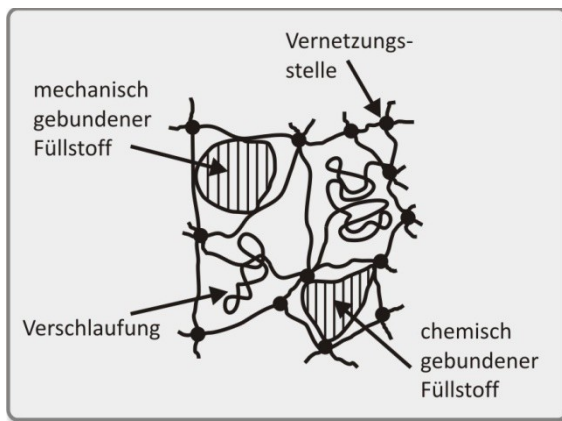


Abbildung 2.2: Schem. Darstellung des Werkstoffgefüges nach [Sto99]

Technisch eingesetzte Elastomere verfügen stets über Füllstoffe, da nur so die geforderten Werkstoffeigenschaften erreicht werden können. Da ungefüllte NR-Vulkanisate im Maschinenbau praktisch keine Anwendung finden, beziehen sich alle weiteren Betrachtungen in dieser Arbeit auf gefüllte NR-Vulkanisate.

³ Atome können durch äußere Kräfte im Nahbereich der Energiefelder ihrer Bindungen um begrenzte Beträge aus der Gleichgewichtslage ausgelenkt werden. Bei Entlastung federn sie in ihre Ausgangslage zurück. Man bezeichnet dies als energieelastisches Verhalten [Tim81].

2.1.3 Dämpfung und Hysterese

Aufgrund der weitmaschigen Vernetzung der Makromoleküle und den damit verbundenen großen Deformationen, findet bei dynamischer Beanspruchung eine starke Relativbewegung der Molekülketten zueinander statt. Die Moleküle gleiten aneinander ab, entschlaufen sich oder reiben an Füllstoffen entlang. Diese Effekte führen zu den für viele Einsatzbereiche entscheidenden viskoelastischen Eigenschaften der Elastomere. Sie äußern sich in Form von Materialdämpfung bzw. daraus resultierenden Dämpfungseigenschaften. Als Dämpfung oder auch Energie-dissipation bezeichnet man die Umwandlung mechanischer Energie (potentielle oder kinetische) in niedrigere Energieformen, meistens in thermische Energie. Die Wirkung der Dämpfung kann am Abklingen von freien Schwingungen und an der Begrenzung der Resonanzamplitude bei erzwungenen Schwingungen erkannt werden [Mah87]. Im Falle der in dieser Arbeit betrachteten drehmomentgeführten⁴ experimentellen Versuche wird die Dämpfung messbar, indem die Phasenverschiebung zwischen dem harmonisch aufgetragenen Belastungs- ($T(t)$) und dem daraus resultierenden Verformungssignal ($\varphi(t)$) ausgewertet wird. Das Verformungssignal läuft dem Belastungssignal um die Phasenverschiebung δ/ω nach. Die Herleitung einer Hystereseschleife aus den phasenverschobenen Signalen veranschaulicht Abbildung 2.3:

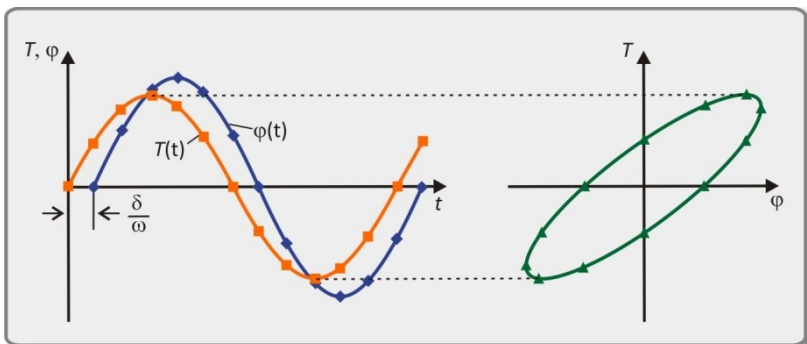


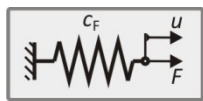
Abbildung 2.3: Herleitung einer Hystereseschleife nach [Ehr93]

⁴ Vorgabe eines Belastungssignals

In Abbildung 2.3 sind zwei harmonische Verläufe für das Drehmoment und den Drehwinkel dargestellt, aus denen sich bei entsprechender Phasenverschiebung eine elliptische Hystereseschleife ergibt. Elastomere zeigen jedoch ein nichtlinear viskoelastisches Verhalten, was dazu führt, dass aus einem harmonischen Belastungssignal in der Realität kein harmonisches Antwortsignal folgt und die Hystereseschleife keine elliptische Form annimmt. Dies stellt eine Herausforderung bei der experimentellen Ermittlung der Dämpfungseigenschaften dar, auf die in Abschnitt 2.3 näher eingegangen wird. Für die nun folgenden Betrachtungen wird zunächst linear viskoelastisches Materialverhalten vorausgesetzt. Bei diesem ergibt sich eine wie in Abbildung 2.3 dargestellte Hystereseschleife mit elliptischer Form, die sich durch eine lineare mittlere Federkennlinie⁵ auszeichnet.

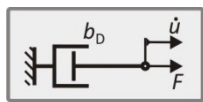
Für die mathematische Beschreibung des Kraft-Verformungs Verhaltens und die Berechnung von Kennwerten von Elastomeren wurden in der Vergangenheit zahlreiche Modelle entwickelt. Die Herausforderung bei der Modellbildung besteht darin, neben den elastischen und Dämpfungseigenschaften auch deren Abhängigkeit von der Belastungshöhe, Belastungsfrequenz und der Bauteiltemperatur zu erfassen. Allen Modellen liegen zwei grundlegende Wirkmechanismen zugrunde [Küm86]:

- a) Das Hooke'sche Gesetz: Die ideale Elastizität, beschrieben durch eine lineare Feder mit der Federsteifigkeit c_F :



$$F = c_F \cdot u \quad (2.1)$$

- b) Das Newton'sche Gesetz: Die ideal zähe Flüssigkeit mit geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung, beschrieben durch einen Dämpfer mit dem Dämpfungsfaktor b_D :



$$F = b_D \cdot \dot{u} \quad (2.2)$$

⁵ Verbindungslinie zwischen den beiden Winkel-Umkehrpunkten der Hystereseschleife

Zur Beschreibung des Materialverhaltens können diese Wirkmechanismen auf verschiedene Art und Weise kombiniert werden (Parallel- und Reihenschaltungen). Häufigste Anwendung finden das Maxwell-Modell, das Voigt-Kelvin-Modell und das 3-parametrische Poynting-Thomson-Modell [Mah87].

Bei einer Parallelschaltung der Elemente sind die Auslenkungen beider Elemente identisch, während sich die Kräfte addieren. Bei einer Reihenschaltung von Feder und Dämpfer sind die Kräfte für beide Elemente gleich und ihre Auslenkungen werden addiert. Abbildung 2.4 zeigt die drei oben genannten Modelle und ihre einstellbaren Parameter.

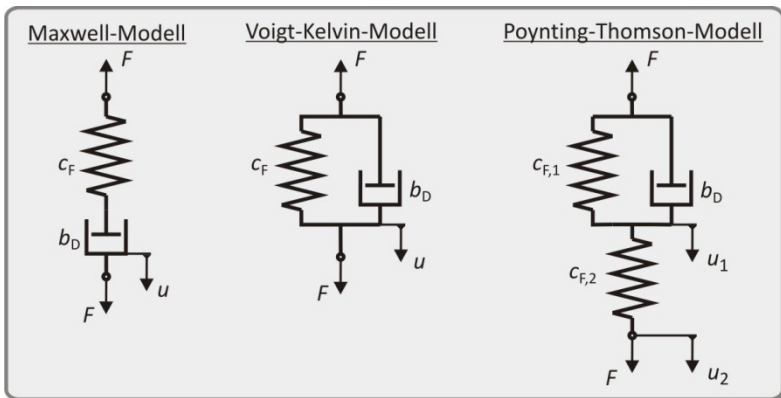


Abbildung 2.4: Viskoelastische Materialmodelle nach [Mah87]

In der ingenieurmäßigen Anwendung genügt häufig das 2-parametrische Voigt-Kelvin-Modell [DIN86]. Es ist hinreichend genau, um das dynamische Verhalten der Elastomere für kleine Dehnungsamplituden zu beschreiben. Es besteht aus einer Parallelschaltung von Feder und Dämpfer, was bedeutet, dass die Auslenkungen beider Elemente identisch sind, während sich die Kräfte beider Elemente addieren. Beschreibt u eine Längenänderung und unterwirft man das Voigt-Kelvin-Modell einer zeitharmonischen Auslenkung der Amplitude u , lässt sich die resultierende Kraft wie folgt berechnen:

$$u(t) = u \cdot \cos(\omega t) \quad (2.3)$$

$$F(t) = u \cdot c_F \cdot \sin \omega t - b_D \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (2.4)$$

Trägt man $u(t)$ und $F(t)$ über der Zeit auf, ergeben sich analog zu Abbildung 2.3 die phasenverschobenen Signale sowie die daraus abgeleitete Hystereseschleife. Die vom Material dissipierte Energie (= Dämpfungsarbeit A_D) kann ebenfalls aus den Daten des Voigt-Kelvin-Modells abgeleitet werden [Ber06]:

$$A_D = u^2 \cdot b_D \cdot \omega \cdot \pi \quad (2.5)$$

Das Poynting-Thomson-Modell wird dem Verhalten der Elastomere noch gerechter, da hier das Einstellen zweier Steifigkeiten $c_{F,1}$ und $c_{F,2}$ möglich ist. Hierüber können die statische und die dynamische Steifigkeit (vgl. Abschnitt 2.2.2) eines Elastomers getrennt voneinander eingestellt werden [Hol04]. Die Berechnungsgrundlagen für das Poynting-Thomson-Modell können [Ber06] entnommen werden. Aufgrund des nichtlinearen Kraft-Verformungs-Verhaltens der Elastomere bei großen Auslenkungsamplituden weicht die mit den Modellen ermittelte Hystereseschleife von in Versuchen gemessenen Hystereseschleifen ab, weshalb in diesem Fall auf weiterführende Modelle zurückgegriffen werden muss.

Solche Modelle wurden in jüngerer Vergangenheit beispielsweise von *Kümmlee* [Küm86], *Peeken und Lambertz* [PeL93] oder *Ziegenhagen* [Zie94] in der Form entwickelt, dass auch der Einfluss der Belastungsamplitude auf die Steifigkeit und Dämpfung sowie die Veränderung dieser Werte infolge ihrer Eigenerwärmung abgebildet werden können. Diese Modelle sind äußerst aufwändig und es müssen z.B. beim Verfahren nach *Kümmlee* bis zu 160 Parameter eingestellt werden, um eine genau Beschreibung des Materialverhaltens zu erreichen. Für eine praktische Anwendung ist die Kalibrierung dieser Modelle zu umfangreich, weshalb sie sich bisher nicht durchsetzen konnten. Weiterhin ist das Werkstoffverhalten der Elastomere verhältnismäßig großen Streuungen unterworfen, wegen denen die Genauigkeit der weniger komplexen Modelle häufig ausreichend ist. Die einfache Anwendung und die in weiten Bereichen akzeptable Genauigkeit führen daher noch immer zur Verwendung des 2-Parameter-Modells (Voigt-Kelvin) oder des 3-Parameter-Modells (Poynting-Thomson) [Mah87].

2.1.4 Ermüdung

Im Laufe einer zyklischen Beanspruchung treten Ermüdungs- bzw. Versagensvorgänge im Elastomer auf. Die Kenntnis über diese Vorgänge sowie deren charakteristische Verläufe ist maßgeblich für die Definition eines geeigneten Ausfallkriteriums und zur Aufzeichnung von Schädigungsverläufen in dynamischen Versuchen. Im Folgenden werden die heutigen Erkenntnisse über Versagensvorgänge in Elastomerwerkstoffen dargestellt.

Bedingt durch ihren komplexen molekularen Aufbau sind die Ermüdungsvorgänge in zyklisch beanspruchten Elastomeren äußerst vielfältig. Durch die Wechselwirkungen zwischen Polymer, Füllstoffen, Weichmachern etc. sind Vorhersagen der Ermüdungseigenschaften auch heute noch teils empirischer Natur. Im Vergleich zu anderen Werkstoffen steckt die Aufklärung schadensbeschreibender Mechanismen bei den Elastomeren noch in den Anfängen [AAJ01]. Dennoch wurden in der Vergangenheit bereits aus der Phänomenologie des Ausfallverhaltens diverse Ansätze zur Beschreibung von Ermüdungsvorgängen und den damit verbundenen Änderungen physikalischer Kenngrößen abgeleitet.

Zunächst ist eine Unterteilung in chemische und physikalische Ermüdungsvorgänge notwendig [Gie11]. Chemische Ermüdungsvorgänge sind in der Regel auf Alterungseffekte zurückzuführen. Hierbei wird das Elastomer durch thermische Belastung oder äußere Einflüsse wie Ozon, UV-Licht in Verbindung mit Sauerstoff und manche Öle, Fette und Weichmacher angegriffen. Eine gleichzeitige mechanische Beanspruchung verstärkt diesen Effekt. Bei der Alterung handelt es sich um über große Zeiträume ablaufende Prozesse. Die dynamische Prüfung elastomerer Bauteile findet allerdings stets zeitgerafft statt, so dass die Berücksichtigung von Alterungseffekten bei der Auswertung solcher Versuchsreihen nicht notwendig ist. Alterungsmechanismen werden im Zusammenhang mit der Lebensdauer in Abschnitt 2.1.5 behandelt.

Die durch mechanische Belastungen hervorgerufenen Ermüdungsvorgänge werden in [BrW80] in drei Bereiche unterteilt:

- Bruch von Polymerketten
- Abgleiten von Molekülketten
- Hohlraumbildung

Ein **Bruch von Polymerketten** führt zwangsläufig zu einer Verringerung der Festigkeit und des Moduls eines Bauteils, da vor dem Bruch durch die kovalenten Bindungen zwischen den Kettenatomen hohe Kräfte übertragen werden können. Ursächlich für einen Bruch von Polymerketten ist das Auftreten einer Beanspruchung, bei der die kovalenten Bindungskräfte innerhalb eines Makromoleküls überschritten werden. Grund dafür können inhomogene Spannungsverteilungen und daraus resultierende lokale Spannungsüberhöhungen sein, welche durch die Verteilung der Vernetzungsstellen und die Kettenlängenverteilung im Molekülnetzwerk beeinflusst werden.

Unter dem **Ableiten von Molekülketten** versteht man die Verschiebung der relativen Lagen von Kettenteilen zueinander, die mit einer Auflösung physikalischer Vernetzungen einhergeht. Als Ursache wird beispielsweise der Bruch kovalenter Bindungen genannt, der die Lösung einer vorher permanenten Verschlaufung ermöglicht.

Der **Hohlraumbildung** liegt die Modellvorstellung zugrunde, dass Hohlräume prinzipiell als die erste Stufe einer Rissausbildung angesehen werden können. Allerdings kann nicht zwangsläufig gefolgert werden, dass sich die Hohlräume tatsächlich zu Rissen weiterentwickeln. Die Hohlräume stellen Defekte dar, die einen Teil der Deformationsenergie aus einem Belastungszyklus speichern. Die Hohlräume haben eine rotationselliptische Gestalt, wobei die kleine Halbachse (= Rotationsachse) in Richtung der Deformation zeigt. Sie beeinflussen das Deformations- und Erholungsverhalten (Tempern) belasteter Proben. Die direkte Verknüpfung der Ausbildung von Hohlräumen mit dem Auftreten von Kettenbrüchen führte in Experimenten bisher zu widersprüchlichen Ergebnissen.

Ursache für die Änderung der physikalischen Eigenschaften (z.B. Abfall der Steifigkeit) während der Werkstoffermüdung ist somit ein Ableiten oder Brechen von Kettenmolekülen unter mechanischer Belastung, was außerdem zur Bildung von Hohlräumen in molekularen und im weiteren Verlauf auch größeren Bereichen führen kann. *Peeken und Platt* greifen diese Modellvorstellung in [PeP88] bei der Formulierung eines Ausfallkriteriums für drehelastische Kupplungen wieder auf und können die Vorgänge in ihren Ergebnissen wiedererkennen.

Die für zyklisch belastete Elastomere typischen Änderungen von physikalischen Eigenschaften werden im Rahmen der Betrachtung verschiedener Ausfallkriterien in Abschnitt 2.5 erläutert.

2.1.5 Einflüsse auf die Lebensdauer

Die Berechnung der Lebensdauer von Elastomerbauteilen ist nicht zuletzt deshalb so schwierig, weil sie von einer Reihe von Faktoren beeinflusst wird. Neben den äußeren Lasten bzw. den mechanischen Beanspruchungen spielt auch die thermische Belastung eine entscheidende Rolle. Hierbei muss nicht nur die Umgebungstemperatur, sondern auch die Temperaturerhöhung des Bauteils aufgrund von Eigenerwärmung bei dynamischer Belastung beachtet werden. Die Einsatzzeit spielt ebenso eine entscheidende Rolle, da Alterungserscheinungen bei Elastomeren sehr ausgeprägt auftreten können und der Alterungsprozess durch verschiedene Umwelteinflüsse u. U. stark beschleunigt wird. Die Einflüsse auf die Lebensdauer sind somit äußerst vielfältig, wobei die gegenseitige Beeinflussung der Faktoren untereinander die Vorgänge noch deutlich verkompliziert. Abbildung 2.5 zeigt die auf die Lebensdauer einflussnehmenden Faktoren.

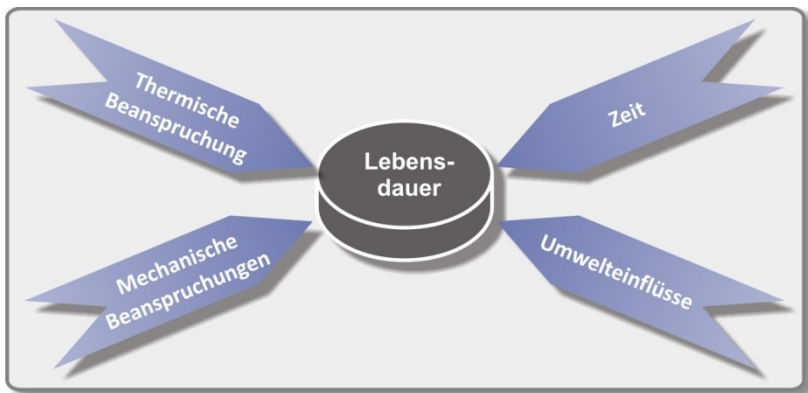


Abbildung 2.5: Einflüsse auf die Lebensdauer

Jeder dieser Faktoren verursacht bestimmte Schädigungsvorgänge im Werkstoff, die je nach Art und Höhe der Beanspruchung unterschiedlich stark ausgeprägt sein können. Die folgende Abbildung zeigt in einer Übersicht mögliche Beanspruchungen und deren schädigende Wirkung am Beispiel von Elastomerlagern in Kraftfahrzeugen [BSV96].

Beanspruchung	Schädigende Wirkung
Zeit	<ul style="list-style-type: none"> - chemische Alterung - physikalische Alterung
Mechanische Beanspruchungen <ul style="list-style-type: none"> - statisch - dynamisch 	<ul style="list-style-type: none"> - Fließen, Kriechen - Schwingrisse, Abrieb, Verschleiß
Thermische Beanspruchung <ul style="list-style-type: none"> - Eigenerwärmung - Umgebungstemperatur 	<ul style="list-style-type: none"> - beschleunigtes, verstärktes Altern und Kriechen - Kennlinienveränderung - reduzierte Schwingfestigkeit - bei hohen Temperaturen verkohlen, verbrennen
Umwelteinflüsse <ul style="list-style-type: none"> - UV-Licht - Ozon - Öle, Kraftstoffe - Chemikalien - korrosive Medien 	<ul style="list-style-type: none"> - UV-Alterung - Ozon-Rissigkeit - Aufquellen, weicher werden - chemische Reaktionen - Korrosion der Metallteile und Unterwandern der Vulkanisation

Abbildung 2.6: Beanspruchungen und ihre schädigenden Auswirkungen

Mechanische Beanspruchungen:

Äußere Lasten und Kräfte erzeugen Materialbeanspruchungen, die unter einer bestimmten materialspezifischen Grenze zu Ermüdung und langfristiger Schädigung führen. Überschreiten die Beanspruchungen diesen materialspezifischen Grenzwert, tritt örtliches oder auch globales Versagen auf. Die äußeren Lasten und Kräfte können statisch oder dynamisch wirken. Die folgenden Betrachtungen beziehen sich ausschließlich auf dynamische Belastungen, da die im Rahmen dieser Arbeit

betrachteten Elastomerbauteile in der Regel in dynamischen Systemen eingesetzt werden. Weiterhin spielen für Lebensdauerbetrachtungen nur Belastungen eine Rolle, aus denen eine Ermüdung des Werkstoffs folgt. Höhere Belastungen, die zu einem Versagen des Bauteils binnen weniger Lastwechsel (< 10.000 LW) führen, sind im bestimmungsgemäßen Betrieb eines Bauteils nicht vorgesehen und werden daher nicht näher einbezogen.

Eine dynamisch aufgebrachte mechanische Belastung führt zu Materialbeanspruchungen, die das Elastomer dauerhaft schädigen. Da diese Beanspruchungen stark bauteil- und materialabhängig sind, können keine allgemeingültigen Angaben zum quantitativen Einfluss einer Variation der mechanischen Belastung auf die Lebensdauer gemacht werden. In [CGM99] konnte jedoch aus einer Vielzahl dynamischer Prüfungen eine Schätzregel für die Auswirkungen von Änderungen der dynamischen Lasten bei NR-Vulkanisaten an einer Lenkerkupplung abgeleitet werden:



Abbildung 2.7: Faustregel für mechanische Belastung

Diese Schätzregel ist nur anwendbar solange die aufgebrachten Belastungen keine unmittelbare Zerstörung des Molekülnetzwerks hervorrufen, sondern die auftretende Schädigung durch die oben beschriebenen Ermüdungsvorgänge bestimmt wird.

Bei Elastomeren, insbesondere bei NR-Vulkanisaten, spielt jedoch nicht nur die Höhe der dynamisch aufgebrachten Belastungsamplitude, sondern auch deren Mittellastlage eine entscheidende Rolle für die zu erwartende Lebensdauer. Abbildung 2.8 zeigt die für NR-Vulkanisate typische Mittelspannungsabhängigkeit der Lebensdauer. Hier wird deutlich, dass eine maximal auftretende Spannung nicht auch gleichzeitig zur kürzesten Lebensdauer eines Bauteils führt.

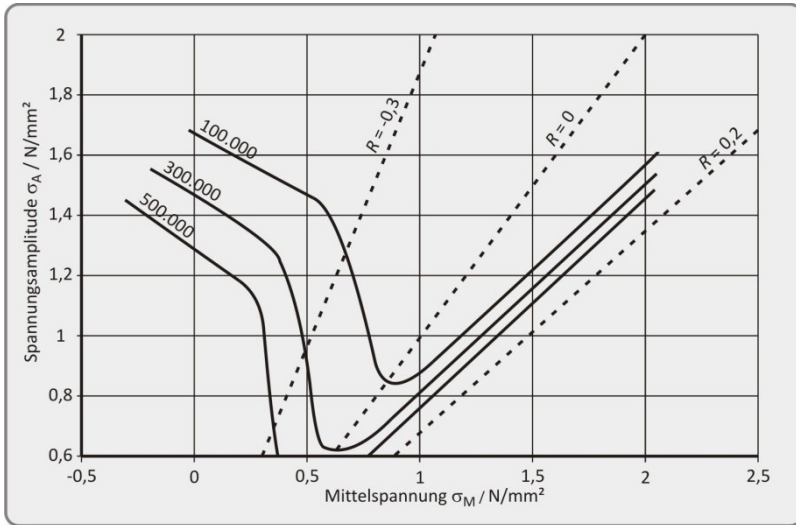


Abbildung 2.8: Haigh-Diagramm eines NR-Vulkanisats nach [SAC98]

Das Diagramm wurde an Hantelprüfkörpern auf NR-Basis in uniaxialen Versuchen ermittelt. Im Bereich des Unter-Oberspannungsverhältnisses von $R = 0$ (rein schwellende Beanspruchung) ist für alle drei Iso-Lebensdauerlinien ein Minimum zu erkennen. Bei einer von 0 N/mm^2 abweichenden Unterspannung ist ein Anstieg der Lebensdauer zu beobachten. Die Lebensdauer bei rein wechselnder Beanspruchung (Mittelspannung $= 0 \text{ N/mm}^2$) und einer Spannungsamplitude von $1,68 \text{ N/mm}^2$ beträgt 100.000 LW . Eine identische Lebensdauer wird beispielsweise bei einer Mittelspannung von 2 N/mm^2 und einer Amplitude von $1,57 \text{ N/mm}^2$ erreicht. Bei gleicher Lebensdauer beträgt die Maximalbeanspruchung im ersten Fall $1,68 \text{ N/mm}^2$, im zweiten Fall sind es $3,57 \text{ N/mm}^2$. Hier wird die Mittelspannungsabhängigkeit der Lebensdauer ersichtlich. Für den Konstrukteur bedeutet dies, dass ein Bauteil nicht wie bei Metallen ausschließlich so auszulegen ist, dass die maximal auftretenden Beanspruchungen gering gehalten werden. Vielmehr muss bei Elastomeren auch die Mittelspannungsabhängigkeit der Lebensdauer berücksichtigt werden. In der Literatur wird die Mittelspannungsabhängigkeit bei NR-

Vulkanisaten häufig durch das Phänomen der Dehnungskristallisation⁶ erklärt (z.B. [Fla03]). Allerdings weisen *Abraham et. al.* in [AAJ01] und [AAJ02] die Mittelspannungsabhängigkeit auch für nicht zur Dehnungskristallisation befähigte Elastomere (gefülltes EPDM, gefülltes SBR) nach. Hier wird die Mittelspannungsabhängigkeit der Lebensdauer einer charakteristischen Eigenschaft des Systems „*Kautschuk – Füllstoff*“ zugeschrieben. Die physikalischen oder auch chemischen Vorgänge dieses Phänomens sind offensichtlich noch nicht vollständig aufgeklärt und verstanden.

Thermische Beanspruchung:

Eine thermische Beanspruchung kann auf zwei Arten entstehen:

a) Innere thermische Beanspruchung

Aufgrund ihrer Dämpfungseigenschaften erwärmen sich Elastomere bei dynamischer Beanspruchung (vgl. Abschnitt 2.1.3). Bei konstanten Bedingungen (Belastungsamplitude, Umgebungstemperatur, Belastungsfrequenz) stellt sich bei dynamisch belasteten Elastomerbauteilen eine Beharrungstemperatur ein. Im Beharrungszustand wird eben so viel Wärmeenergie an die Umgebung abgeführt (über Konvektion, Wärmeleitung und/oder Wärmestrahlung), wie durch die Dämpfung im Material in thermische Energie umgesetzt wird.

b) Äußere thermische Beanspruchung

Eine äußere Temperaturbeanspruchung findet aufgrund der Umgebungsbedingungen statt (z.B. Einsatzort, heiße Maschinen in der Umgebung etc.). Sie geht von der Umgebungstemperatur aus.

Einen umfassenden Überblick über den Kenntnisstand zum Einfluss der Bauteiltemperatur auf die Lebensdauer gibt *Flamm* in [Fla03]. Hier fasst er die Ergebnisse aus verschiedenen Forschungsarbeiten ([Wes80], [Roy92], [Pla88], [HHS85], [KWS91], [BSV96]) zusammen. Für NR-Vulkanisate lässt sich in den meisten Fällen feststellen, dass bei drehmomentgeführten Prüfungen eine Verkürzung der Le-

⁶ Dehnungskristallisation ist in der durch hohe Dehnungen induzierten Parallelität benachbarter Kettensegmente begründet [Bau08]. Die kristallinen Strukturen liegen dabei in Richtung der Deformation vor und es resultiert ein steiferes Werkstoffverhalten.

bensdauer mit einer Erhöhung der Bauteiltemperatur einhergeht. In [HGB04] wird dies auf die höheren Verformungen zurückgeführt, die aufgrund der geringeren Steifigkeit bei höheren Temperaturen vollzogen werden. Es wird auch folgendes beobachtet:

- Es scheint eine kritische Temperatur zu geben, deren Überschreitung eine extreme Abnahme der Lebensdauer zur Folge hat. In [Pla88] liegt diese für ein NR-Vulkanisat bei ca. 100°C
- Unterhalb der kritischen Temperatur ist der Temperatureinfluss bei drehwinkelgeführten Versuchen kaum messbar [HGB04]. Unter Umständen kann die Lebensdauer sogar steigen, da die Materialbeanspruchungen aufgrund der geringeren Steifigkeit bei gleichbleibender Verformungsamplitude sinken.
- Bei kleinen Dehnungen ist der Einfluss der Temperatur auf die Lebensdauer größer als bei großen Dehnungen. Erklärungsansatz: Bei kleinen Dehnungen überwiegen chemische Effekte (Alterung) bei der Schädigung, die durch höhere Temperaturen beschleunigt werden. Bei großen Dehnungen ist die mechanische Ermüdung ausschlaggebend, die nicht so stark temperaturabhängig ist [Wes80]

Insgesamt ist der Temperatureinfluss stark von den Versuchsbedingungen und der Elastormischung abhängig. Aus diesem Grund können keine allgemeingültigen quantitativen Aussagen getroffen werden. Gemessene Größenordnungen liegen nach [Wes80] und [KWS91] unterhalb der kritischen Temperatur in folgenden Bereichen:

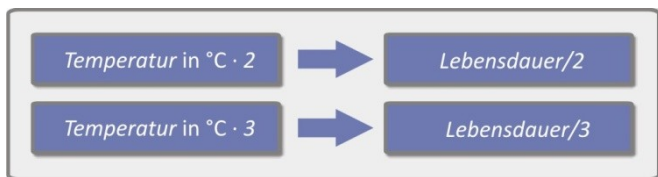


Abbildung 2.9: Faustregel für Temperatur

Diese Werte sind aber auch noch von der Dehnungsamplitude abhängig, wie bereits erwähnt, und können daher nur als grobe Richtwerte dienen!

Chemische Belastung und Alterung:

Bei der Lebensdauerprognose von Elastomeren ist stets die Problematik gegeben, dass Elastomere im Vergleich zu beispielsweise Metallen deutlich komplexere Alterungserscheinungen zeigen. Die Alterungsempfindlichkeit liegt darin begründet, dass die Makromoleküle der Elastomere nach der Vulkanisation noch über ungesättigte Gruppen verfügen, die wiederum eine Angriffsmöglichkeit für Sauerstoff, Ozon und andere reaktionsfähige Substanzen darstellen. Es treten verschiedene Mechanismen teilweise überlagernd auf, die eine Änderung der mechanischen Eigenschaften und in der Regel eine Verringerung der Lebensdauer zur Folge haben. Die Veränderungen können aus Abbauvorgängen, Versprödungs-, Verrottungs-, Zermürbungs- und Ermüdungserscheinungen, statischer Rissbildung und dergleichen hervorgerufen werden [HoG01]. Abbildung 2.10 zeigt schematisch, wie das Molekülnetzwerk eines Elastomers von Alterungsvorgängen beeinflusst werden kann.

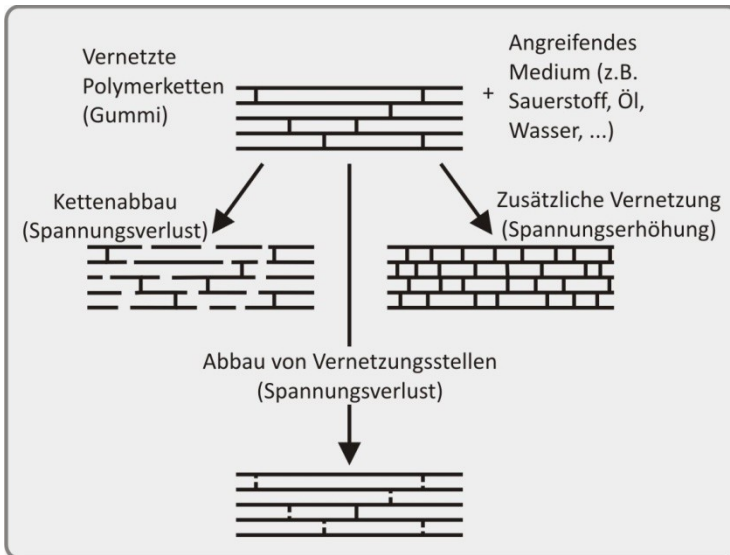


Abbildung 2.10: Alterungsvorgänge (schematisch) nach [Ste98]

Stein zeigt in [Ste98] die unterschiedlichen Einflüsse der Alterungsmedien *heiße Luft* und *Bremsflüssigkeit* bei jeweils 120°C . Er lagert eine Probe im entspannten Zustand in heißer Luft und misst in regelmäßigen Abständen die notwendige Zugspannung, um die Probe um 20 % zu dehnen. Die Zugspannungen nehmen über der Zeit zu. Eine zweite Probe lagert um 20 % gedehnt in Bremsflüssigkeit. Die kontinuierliche Aufzeichnung der Zugspannungen zeigt hier eine Abnahme der auftretenden Zugspannungen. Das Ergebnis zeigt Abbildung 2.11.

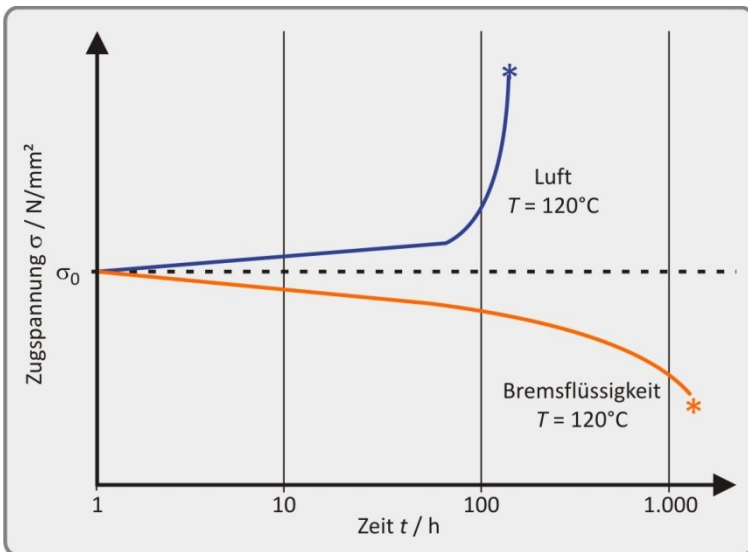


Abbildung 2.11: Einflüsse verschiedener Alterungsmechanismen

Hier wird deutlich, wie unterschiedlich sich verschiedene Medien und Belastungssituationen auf die alterungsbedingte Änderung der mechanischen Eigenschaften auswirken. Dabei können viele unterschiedliche Alterungsprozesse und –vorgänge ablaufen, deren Wirkungsweisen in der folgenden Aufzählung erläutert werden [Ste98]:

- Oxidation (durch Luftsauerstoff, Alterung im eigentlichen Sinn)
- Beschleunigte Oxidation durch Schwermetallverbindungen (z.B. Kupferverbindungen, sog. Kautschukgifte)
- Hitzealterung (ohne Sauerstoffeinfluss)
- Durch Medien (z.B. Dampf, Wasser, Öl, Hydraulikflüssigkeit) bewirkte Veränderungen. Oft sind Additive dieser Medien die Ursache für den Angriff der Gummiteile.
- Orientierte Rissbildung durch statische Ozoneinwirkung (Ozonrissbildung). Hier übernimmt (bei ungesättigten Kautschuktypen) das Ozon die Aufgabe des Durchreißens der Molekülketten, bevorzugt an den Doppelbindungen an den Stellen der größten Aufdehnung. Große statische Dehnungen haben viele kleine Ozonrisse zur Folge, kleinere Dehnungen (knapp über 10 %) verursachen wenige große Risse [Gen01]
- Nichtorientierte Rissbildung unter der Einwirkung von energiereichem Licht (z.B. Sonnenlicht) und Sauerstoff (Crazing-Effekt, Elefantenhaut-Bildung) bei Vulkanisaten mit hellen Füllstoffen

Durch eine Temperaturerhöhung beschleunigen sich die Alterungsvorgänge. Gemeinhin konnte beobachtet werden, dass sich bei einer Temperaturerhöhung um 10 Kelvin die Alterungsvorgänge um den Faktor zwei bis vier beschleunigen [Ste98]. Als Faustregel kann abgeleitet werden:



Abbildung 2.12: Faustregel für Alterungsvorgänge

In [HuE98] und [Wes80] wurden umfangreiche Studien zur Anwendung von Arrhenius und WLF (Williams-Landel-Ferry) Modellen zur Untersuchung von temperaturbeschleunigten Alterungsvorgängen durchgeführt. Hier wird auch über die Anwendung der Modelle zur Vorhersage des Langzeitverhaltens von Polymeren berichtet. In [Bau09] wird der Einfluss von Alterungseffekten auf die Ausfallzeitpunkte untersucht, wobei hier im Großen und Ganzen eine Parallelverschiebung der Wöhlerkurven beobachtet wird.

Um dem Problem der Alterung in der Praxis zu begegnen, können Elastomerbauteile vor Alterung geschützt werden. Entweder wird die Oberfläche des Bauteils z.B. durch Wachse oder Lacke gegen umgebende Medien geschützt, oder die angreifenden Medien werden durch der Elastormischung zugegebene Alterungsschutzmittel chemisch gebunden bzw. unschädlich gemacht [Ste98]. Beide Maßnahmen führen zu einer drastischen Verlangsamung der Alterungsvorgänge, weshalb sie häufige Anwendung finden.

Einfluss von Belastungsreihenfolge und Erholungsphasen:

Hinsichtlich aufgebrachter Beanspruchungen sagt man Elastomeren sowohl ein Kurz- als auch ein Langzeitgedächtnis nach. Neben den zu beobachtenden Hysteresereerscheinungen, welche aus der aktuellen Belastungssituation resultieren (Kurzzeitgedächtnis), wird das Materialverhalten auch durch bereits lange zurückliegenden Belastungen geprägt (Langzeitgedächtnis) [Gie11]. Das Langzeitgedächtnis wird beispielsweise in [MaF05] nachgewiesen, wo für weggeregelte, dynamische Langzeitversuche (Axial- und Torsionsbelastung) ein eindeutiger, positiver Einfluss von 10 Überlastungszyklen vor Versuchsbeginn auf die Lebensdauer gegenüber einem identischen Versuch ohne Überlastzyklen gezeigt wird. Die Belastungsreihenfolge sollte daher in die Lebensdauerprognose einfließen.

Ebenso haben Erholungsphasen einen Einfluss auf die Lebensdauer. *Wesche* zeigt in [Wes80] in einem einfachen Experiment, wie sich Erholungsphasen negativ auf die Lebensdauer auswirken können. An eine streifenförmige Gummiprobe aus Naturkautschuk (4 mm breit, 1,5 mm dick) wird ein Gewicht angehängt, wodurch die Probe nach vier Stunden zerreißt. Wird das Gewicht nach jeweils fünf Minuten Belastung für definierte Zeiträume entfernt, hält die Probe bei sonst identischen Bedingungen unabhängig von der Länge der Entlastungszeiten nur noch ca. 20 Minuten. Er erklärt dies mit einer durch Fließvorgänge begründeten Deformationsretardation⁷. Bei Belastung werden die Molekülketten des Elastomers unterschiedlich stark gestreckt. Manche tragen eine hohe Last, andere eine nur geringe. Die Deformationsretardation bewirkt, dass die wenig belasteten Ketten immer mehr Last übernehmen und die stark belasteten Molekülketten entlastet werden.

⁷ Zeitabhängige Verformung bei konstanter Spannung [Bec59]

So verteilt sich die Gesamtlast mit der Zeit nahezu homogen auf alle Ketten. Bei Entlastung wird durch Erholungseffekte diese Lastverteilung rückgängig gemacht. Eine erneute Belastung führt dann dazu, dass einige wenige Ketten wieder sehr stark beansprucht werden.

Ähnliche Beobachtungen machen *Harbour et. al.* in [HFM07] hinsichtlich der Ausbreitung von Rissen. Das Einbringen von Erholungsphasen zwischen Belastungsblöcken konstanter Amplitude führt zu erheblich höheren Rissausbreitungsraten als bei dem gleichen Belastungssignal ohne Erholungsphasen. Sie erklären das Phänomen ebenfalls durch eine zeitabhängige Erholung in der Mikrostruktur des Elastomers. Die stark beanspruchten Moleküle an der Risspitze werden durch molekulare Umlagerungsvorgänge während der kontinuierlich wiederkehrenden Belastung entlastet. In den Erholungsphasen bewegen sich die Moleküle in ihre Ausgangslage zurück, weshalb es bei erneuter Belastung zu kurzzeitigen lokalen Spannungsüberhöhungen an der Risspitze kommt.

Abgesehen von Auswirkungen auf molekularer Ebene können Erholungsphasen auch durch die mit ihnen einhergehenden Änderungen der Bauteiltemperatur einen Einfluss auf die Lebensdauer eines Bauteils haben. Ist eine Bauteilverformung in ihrem Weg begrenzt, führt eine durch dynamische Belastung hervorgerufene Eigenerwärmung zu geringeren Materialbeanspruchungen. Durch eine Erholungsphase sinkt die Bauteiltemperatur und eine erneute Belastung führt zu höheren Beanspruchungen des Materials. In diesem Falle wirken sich Erholungsphasen ebenfalls negativ auf die Lebensdauer aus.

Erholungseffekte haben somit einen Einfluss auf die Lebensdauer. Sie sind allerdings nicht ausreichend erforscht, um sie allgemeingültig qualitativ oder gar quantitativ in der Lebensdauerprognose zu berücksichtigen.

Bezüglich der Belastungsreihenfolge sind in der Literatur widersprüchliche Angaben zu finden. Hier scheint eine starke Abhängigkeit von Bauteil, Ausfallkriterium und Versuchsführung zu existieren. *Sun et. al.* untersuchten in [SGM00] die Restfestigkeit verschiedener Elastomere nach der Aufbringung von zwei Laststufen (wegge-regelt). In allen Fällen war die Restfestigkeit nach einer laststeigernden Versuchsführung geringer als nach einer lastabfallenden Versuchsführung. Diese Aussage konnte für kraftgeführte Versuche von *Molls und Wortberg* in [MoW09] bestätigt

werden. Hier wurde ebenso festgestellt, dass ein hoher Belastungszyklus bei einem bereits vorgeschädigten Bauteil einen größeren Schädigungszuwachs verursacht, als ein identischer Belastungszyklus bei einer geringeren Vorschädigung. Durch eine lineare Schadensakkumulation kann dieses Phänomen nicht abgebildet werden. Demgegenüber stehen Beobachtungen von *Flamm et. al.*, die in [FSW02] bei weggeführten Versuchen und dem Ausfallkriterium *Abfall der Steifigkeit um 10 %* keinen Reihenfolgeinfluss feststellen konnten.

Die Reihenfolge der Belastungen, die innerhalb verhältnismäßig kurzer Blocksignale (< 100 Lastwechsel) aufgebracht werden, scheint jedoch keinen Einfluss auf die Lebensdauer zu haben. Zu diesem Schluss kommen *Harbour et. al.* in [HFM07], wo sie drei Belastungsniveaus mit je 10 Lastwechseln (Blocklänge: 30 Lastwechsel) aufbrachten und dabei die Anordnung der Belastungsniveaus innerhalb der Blöcke variierten. Auf die Rissausbreitung wirkte sich diese Variation kaum aus.

Zum Nachweis des Reihenfolgeinflusses sollten daher mehrere lange (>> 1.000 Lastwechsel) Blöcke für jedes Belastungsniveau in verschiedenen Reihenfolgen aufgebracht werden. Eigene Untersuchungen zu dieser Thematik werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit erläutert.

2.2 Kennwerte von Elastomerkupplungen

In dieser Arbeit wird ein Lebensdauerprognosemodell mit Hilfe experimenteller Versuchsreihen an elastomeren Kupplungselementen erarbeitet und angewendet. Elastische Kupplungen mit Elastomerelementen gehören nach *VDI-Richtlinie 2240* [VDI71] zur Gruppe der nichtschaltbaren Kupplungen. Sie werden eingesetzt, um geometrische Maßabweichungen (Radial-, Axial- oder Winkelversatz) auszugleichen oder schwingungstechnischen Problemstellungen (z.B. Resonanzdurchfahrten, Drehmomentstöße etc.) zu begegnen. Zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens der Kupplungen werden in der *DIN 740-2* [DIN86] Kennwerte definiert, deren Ermittlung auf einem Prüfstand in statischen oder dynamischen Kurz- oder Langzeitversuchen stattfindet. Zur Auswertung der Kennwerte aus den Versuchen muss das aufgezeichnete Belastungssignal über das daraus resultierende Verformungssignal aufgetragen werden, woraus sich eine Hystereseschleife ergibt. Die Kennwerte werden aus den aufgezeichneten Signalen gemäß der folgenden Abbildung abgeleitet.

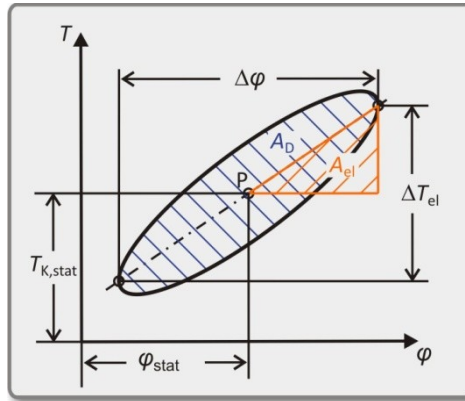


Abbildung 2.13: Dynamische Kupplungskennwerte nach [DIN86]

Die wichtigsten Kennwerte und ihre Bedeutung werden im Folgenden erläutert. Hierzu gehören neben der statischen und der dynamischen Steifigkeit auch die verhältnismäßige Dämpfung und die in Abbildung 2.13 grafisch hervorgehobenen Kennwerte *Dämpfungsarbeit* A_D und *elastische Formänderungsarbeit* A_{el} .

2.2.1 Nenndrehmoment

Das Nenndrehmoment T_{KN} einer Elastomerkupplung ist das Drehmoment, das von der Kupplung dauerhaft übertragen werden kann. Es muss demnach größer sein als das Nenndrehmoment T_N eines Antriebs, welches das größte im stationären Betrieb vorkommende mittlere Drehmoment darstellt.

$$T_N = \frac{9,55 \cdot P_N}{n_N} \quad (2.6)$$

mit

T_N : Nenndrehmoment / Nm

P_N : Nennleistung des Antriebs / W

n_N : Nenndrehzahl / min^{-1}

Das von einer Kupplung dauerhaft übertragbare Drehmoment hängt auch von der Kupplungstemperatur ab. Aus diesem Grund beziehen sich die Katalogangaben der Hersteller in der Regel auf eine bestimmte Oberflächentemperatur der Kupplung, z.B. 50°C für NR-Vulkanisate [Vul11].

2.2.2 Statische und dynamische Steifigkeit

Häufig werden Elastomerkupplungen in Antriebssträngen großer Maschinen wie z.B. Schiffs- oder Lokomotivantrieben verbaut, um auf deren Schwingungseigenschaften durch die gezielte Auswahl einer Kupplungssteifigkeit Einfluss zu nehmen. Die Massen- und Elastizitätswerte der Antriebe und Getriebe sind hierbei hinreichend bekannt und können als gegeben angesehen werden. Die (Gelenk-) Welle, die Antrieb und Getriebe miteinander verbindet, ist in ihren Abmaßen durch das Nenndrehmoment des Antriebs vorbestimmt. Somit liegen auch hier Drehmasse und Drehsteifigkeit fest. Die Beeinflussung der Eigenfrequenzen des Antriebsstrangs kann somit am ehesten über die am Antrieb angeflanschte elastische Kupplung geschehen. Die Steifigkeit dieses Bauteils muss daher hinreichend genau bekannt sein, um diese in den Berechnungsprogrammen zur Schwingungsrechnung des Antriebes berücksichtigen zu können. Sie beschreibt das notwendige Drehmoment, um die Kupplung um einen bestimmten Winkelbetrag zu verdrehen und wird in der Einheit kNm/rad angegeben.

Bereits in den 1950er Jahren wurde in Forschungsarbeiten nachgewiesen, dass zur Drehschwingungsberechnung von Antriebssträngen zwischen einer statischen und einer dynamischen Steifigkeit der Elastomerkupplungen unterschieden werden muss. Die statische Steifigkeit ist in der Regel geringer als die dynamische Steifigkeit und muss aufgrund des viskoelastischen Verhaltens der Elastomere in speziellen, quasistatischen Prüfungen ermittelt werden (Gerlach-Versuch) [Ger57]. Aufgrund der zahlreichen Einflussfaktoren auf die Steifigkeit (z.B. Füllstoffe, Belastungsamplitude und -frequenz, Temperatur etc.) eines Elastomers, kann kein allgemeingültiger mathematischer Zusammenhang zwischen der statischen und der dynamischen Steifigkeit angegeben werden [MeZ95].

Für Schwingungsrechnungen ist die dynamische Steifigkeit relevant, da sie das Steifigkeitsverhalten bei dynamischen Belastungen abbildet. Sie ist definiert als Steigung der Tangente an die mittlere Federkennlinie einer Hystereseschleife (vgl. Abschnitt 2.1.3) [DIN86]. Ist, wie bei Elastomeren, die mittlere Federkennlinie nichtlinear, variiert die Steigung der Tangente in Abhängigkeit des aktuellen Drehwinkels, was die Angabe eines einzigen Wertes für die dynamische Steifigkeit nur über entsprechende Linearisierungsverfahren möglich macht. Diese Problematik und die üblicherweise angewendeten Linearisierungsverfahren werden in Abschnitt 2.3.2 eingehend erläutert.

Weiterhin ist die dynamische Steifigkeit stark vom Betriebspunkt abhängig, der durch ein statisch und ein dynamisch wirkendes Drehmoment, eine Belastungsfrequenz sowie eine Bauteiltemperatur gegeben ist. In Herstellerkatalogen kann somit immer nur eine für einen bestimmten Betriebspunkt gültige dynamische Steifigkeit angegeben werden.

2.2.3 Dämpfungsarbeit

Die Dämpfungsarbeit A_D (auch Verlustarbeit) entspricht der von einer Hystereseschleife umschlossenen Fläche (vgl. Abbildung 2.13). Sie ist ein Maß für die aufgrund der Materialdämpfung pro Lastzyklus in Wärme umgesetzte Energie. Die eingebrachte Wärme führt zu einer Erhöhung der Bauteiltemperatur, bis sich ein Gleichgewicht zwischen eingebrachter und an die Umgebung abgegebener Wärme einstellt. Dies ist gerade bei dickwandigen Bauteilen problematisch, da das Bauteil durch die Eigenerwärmung so hohe Temperaturen erreichen kann, dass das Material nachhaltig thermisch geschädigt wird.

2.2.4 Elastische Formänderungsarbeit

Die elastische Formänderungsarbeit A_{el} ist diejenige Energie, die beim Einwirken einer äußeren Belastung auf die Kupplung als potentielle Energie in den Winkel-Umkehrlagen gespeichert wird [StR96]. Sie beschreibt das in Abbildung 2.13 dargestellte Dreieck unter der mittleren Federkennlinie (Strichpunkt-Linie) zwischen dem Arbeitspunkt P und dem (in diesem Fall oberen) Winkel-Umkehrpunkt. Die Formänderungsenergie nimmt bei erzwungenen gedämpften Schwingungen im Arbeitspunkt P den Wert *null* an [Ben41]. Bei Hystereseschleifen mit nichtlinearer Federkennlinie ist die Bestimmung komplexer. Hier kommen ebenso wie bei der dynamischen Steifigkeit verschiedene Linearisierungsverfahren zum Einsatz, die in Abschnitt 2.3 näher betrachtet und diskutiert werden.

2.2.5 Verhältnismäßige Dämpfung

Als verhältnismäßige Dämpfung ψ wird das Verhältnis der Dämpfungsarbeit A_D zur elastischen Formänderungsarbeit A_{el} definiert [DIN86].

$$\psi = \frac{A_D}{A_{el}} \quad (2.7)$$

Sie ist ein Maß für die Dämpfung eines Bauteils. Wird in einem Belastungszyklus keine Dämpfungsarbeit verrichtet ($A_D = 0$), so wird die verhältnismäßige Dämpfung

ebenfalls gleich null. Typische Werte für Elastomerkupplungen liegen zwischen $\psi = 0,8$ und $\psi = 2$ [GrF11]. Die verhältnismäßige Dämpfung beschreibt die Dämpfungseigenschaften eines Bauteils, weshalb sie sehr sensibel in entsprechende Berechnungsformeln bzgl. der Schwingungseigenschaften dynamischer Systeme eingeht. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit einer exakten Bestimmung von A_D und A_{el} für die betriebssichere Auslegung von schwingungsfähigen Systemen.

2.3 Kennwertermittlung aus dynamischen Versuchen

Der Ermittlung der dynamischen Kennwerte elastomerer Bauteile wird in dieser Arbeit aus zwei Gründen besondere Aufmerksamkeit gewidmet:

Zum einen wird im Rahmen dieser Arbeit die Dämpfungsarbeit herangezogen, um die Bauteilschädigung im Laufe eines Langzeitversuchs zu messen. Hierfür wurde ein Prüfaufbau realisiert, mit dem Temperaturschwankungen während Langzeitversuchen ebenso wie der Versuchsumfang für notwendige Vorversuche auf ein Minimum reduziert werden konnten. Die Auswertung der Dämpfungsarbeit spielt dabei eine entscheidende Rolle, weshalb der Stand der Technik auf diesem Gebiet zu behandeln ist.

Zum anderen werden Elastomerbauteile aufgrund ihrer einzigartigen Schwingungseigenschaften häufig in hochdynamischen Systemen eingesetzt und sind oft maßgeblich für das dynamische Verhalten ganzer Baugruppen (z.B. Antriebsstränge, Motoraufhängungen). Im Rahmen der konstruktiven Gestaltung solcher Baugruppen werden die Schwingungseigenschaften und Resonanzfrequenzen durch Simulationen ermittelt, deren Eingangsgrößen u.a. die dynamischen Kennwerte der verbauten Komponenten, also auch der Elastomerbauteile, sind. Die Genauigkeit der Kennwerte ist daher eine Grundvoraussetzung zur betriebssicheren Auslegung dieser hochdynamischen Baugruppen. Aus diesem Grund werden in den folgenden Abschnitten unterschiedliche Verfahren zur Kennwertermittlung vorgestellt. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden diese unterschiedlichen Verfahren auch zur Auswertung der Kennwerte der in dieser Arbeit untersuchten Elastomerkupplungen herangezogen und diskutiert.

Zur Bestimmung der Kennwerte von Elastomerbauteilen (bzw. Elastomerkupplungen) werden in dynamischen Versuchsreihen bei harmonischer Belastung Kraft- und Wegsignal bzw. bei Torsionsbelastung Drehmoment- und Drehwinkelsignal der Prüfstandssensoren herangezogen. Die durchzuführenden Versuche können unter Vorgabe eines harmonischen Belastungssignals (Kraft- bzw. Drehmomentregelung) oder der eines harmonischen Verformungssignals stattfinden. In dieser Arbeit beziehen sich alle Erläuterungen auf den Fall einer Torsionsbelastung mit einer drehmomentgeregelten Versuchsführung.

Die Bedeutung der Kennwerte wurde bereits in Abschnitt 2.2 abgehandelt. An dieser Stelle wird der Stand der Technik zur Auswertung entsprechender Messwerte zur Ermittlung dieser Kennwerte dargestellt.

2.3.1 Dämpfungsarbeit

Zur Erfassung der verrichteten Dämpfungs- bzw. Verlustarbeit A_D in einem Belastungszyklus muss der Inhalt der gemessenen Hystereseschleife ermittelt werden.

Vor allen anderen Rechenoperationen muss sichergestellt werden, dass der erste aufgezeichnete Messpunkt mit dem letzten Messpunkt der betrachteten Hystereseschleife identisch ist. Dies ist erforderlich, damit für die Ermittlung der Dämpfungsarbeit eine geschlossene Hystereseschleife vorliegt.

Für eine Hystereseschleife mit linearer mittlerer Federkennlinie (vgl. Abbildung 2.13) kann die Dämpfungsarbeit für einen betrachteten Belastungszyklus aus der Drehwinkelamplitude φ , der Drehmomentamplitude T sowie dem Verlustwinkel δ bestimmt werden [DIN90]:

$$A_D = \pi \cdot \varphi \cdot T \cdot \sin \delta \quad (2.8)$$

Anhand dieses Zusammenhangs wird ersichtlich, dass die Dämpfungsarbeit über den Verlustwinkel messbar ist. Aus zwei harmonischen Signalen für das Drehmoment und den Drehwinkel ohne Phasenverschiebung (Verlustwinkel $\delta = 0$) würde sich unabhängig von Drehwinkel- und Drehmomentamplitude stets eine Dämpfungsarbeit von $A_D = 0$ berechnen.

In der Realität liegen jedoch in der Regel keine Hystereseschleifen mit linearer mittlerer Federkennlinie vor, sondern einer solchen mit einem nichtlinearen Verlauf $y(\varphi)$, wie sie in Abbildung 2.19 dargestellt ist. Hier kann Gleichung 2.8, wenn überhaupt, nur noch näherungsweise angesetzt werden [WoS11]. Es ist zu empfehlen, eine genauere Auswertung unter Berücksichtigung der Nichtlinearität durchzuführen.

Stand der Technik ist die nachträgliche Auswertung der Dämpfungsarbeit aus den gemessenen Hystereseschleifen. In der Vergangenheit musste über zeitaufwändiges Planimetrieren⁸ die Fläche der Hystereseschleife vermessen werden [WHV82]. Mit heutiger Messtechnik können die Messwerte der Sensoren hochfrequent abgespeichert und ausgewertet werden, was neue Möglichkeiten eröffnet.

Zur Ableitung der Dämpfungsarbeit aus vorliegenden Messdaten finden sich in einschlägiger Fachliteratur (z.B. [Kli77], [GrF11]) die allgemeinen Formeln:

$$A_D = \int T d\varphi \quad (2.9)$$

bzw.

$$A_D = \int_0^{2\pi} T d\varphi \quad (2.10)$$

Diese Formeln können in der Praxis allerdings nicht angewendet werden, da die nichtlineare Hystereseschleife in der Regel nicht mathematisch beschrieben werden kann bzw. eine Funktion $T(\varphi)$ nicht bekannt ist. Im Nachgang einer Messung kann jedoch aus den Messwerten der Inhalt der Hystereseschleife über geeignete mathematische Verfahren berechnet werden. Eines dieser Verfahren ist die Anwendung der sogenannten Sehnentrapezformel, welches im Abschnitt 4.2.1 ausführlich erläutert wird.

⁸ Manuelles Auswerten von Flächeninhalten mit Hilfe von mechanischen Messgeräten oder spezieller Software

2.3.2 Dynamische Steifigkeit

Zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit werden Hystereseschleifen aus experimentellen Versuchsreihen herangezogen. Die dynamische Steifigkeit beschreibt, welches Drehmoment erforderlich ist, um eine Elastomerkupplung bei einer dynamischen Belastung um einen bestimmten Winkelbetrag zu verdrehen. Sie ist definiert als Steigung der Tangente an die mittlere Federkennlinie. Bei nichtlinearen Hystereseschleifen ist dieser Wert jedoch nicht über ein Schwingenspiel konstant, sondern vom Winkel φ abhängig (vgl. Abbildung 2.15):

$$c_{T,\text{dyn}} = f(\varphi) \quad (2.11)$$

Es ist daher notwendig, eine Linearisierung der nichtlinearen mittleren Federkennlinie vorzunehmen, um eine eindeutige dynamische Steifigkeit für den jeweiligen Betriebspunkt angeben zu können. Die Steigung der linearisierten Federkennlinie wird dann als *äquivalente Steifigkeit* bezeichnet. Das bedeutet, dass die schwingungstechnischen Eigenschaften eines Bauteils mit der äquivalenten Steifigkeit denen entsprechen, die mit der realen, nichtlinearen Federkennlinie erreicht werden. Die schwingungstechnischen Eigenschaften werden durch das Verhalten im Resonanzfall charakterisiert. Zu betrachten sind somit Resonanzfrequenz (abhängig von der Steifigkeit) und Resonanzamplitude (abhängig von der Dämpfung).

Ein ideales Linearisierungsverfahren ermittelt ein äquivalentes, linearisiertes Ersatzsystem, bei dem Resonanzfrequenz und Dämpfung des linearisierten Systems mit der Resonanzfrequenz und der Dämpfung des realen Systems exakt übereinstimmen. Je nach Linearisierungsverfahren werden unterschiedliche äquivalente Steifigkeiten aus den Hystereseschleifen abgeleitet, die das reale Verhalten mehr oder weniger gut nachbilden. Hierbei kommen in der Praxis im Wesentlichen vier Verfahren zur Auswertung der dynamischen Steifigkeit aus einer Hystereseschleife zum Einsatz [Käs97], die in Abbildung 2.14 dargestellt und im Folgenden erläutert und diskutiert werden:

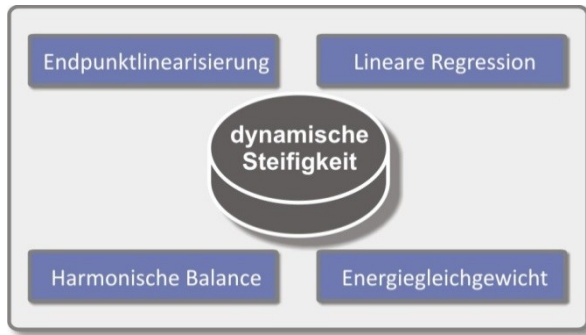


Abbildung 2.14: Verfahren zur Ermittlung der dyn. Steifigkeit nach [Käs97]

Endpunktlinearisierung

Die Endpunktlinearisierung ist aufgrund ihrer einfachen Handhabbarkeit ein weit verbreitetes Verfahren zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit. In Abbildung 2.15 wird an einem Beispiel das Vorgehen zur Linearisierung einer Hystereseschleife mit diesem Verfahren gezeigt. Die dynamische Steifigkeit an einem bestimmten Betriebspunkt wird hierbei ermittelt, indem die Steigung der Geraden zwischen den beiden Winkel-Umkehrpunkten berechnet wird.

Dieses Verfahren wird für annähernd lineare Hystereseschleifen in der *DIN 740-2* [DIN86] empfohlen. Allerdings hinterliegt diesem Verfahren für Hystereseschleifen mit nichtlinearer mittlerer Federkennlinie keine physikalische bzw. energetische Grundlage, weshalb in diesem Fall auf das Verfahren des Energiegleichgewichts bzw. das der harmonischen Balance zurückgegriffen wird. Die verbreitete Anwendung ist darin begründet, dass im geregelten Betrieb einer Elastomerkupplung aufgrund der verhältnismäßig kleinen Drehwinkelamplituden in vielen Fällen eine nahezu lineare mittlere Federkennlinie zu beobachten ist. Das ist darauf zurückzuführen, dass Elastomere bei kleinen Dehnungen nahezu lineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten zeigen [SSK11].

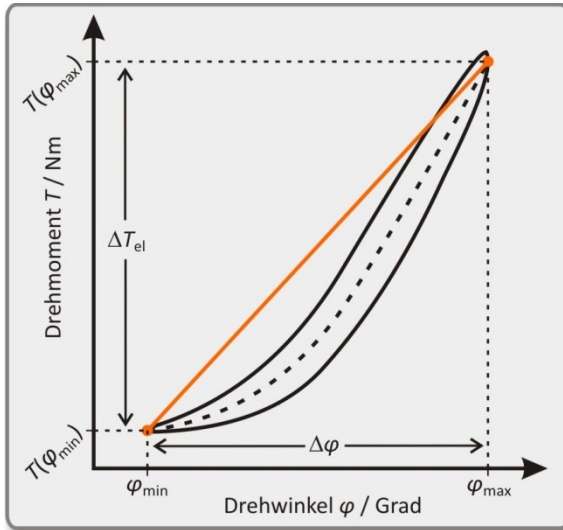


Abbildung 2.15: Verfahren der Endpunktlinearisierung

Aus vorhandenen Messdaten einer Hystereseschleife müssen somit lediglich Minimal- und Maximalwert des Drehwinkels sowie die zugehörigen Werte für das Drehmoment ermittelt werden. Die dynamische Steifigkeit berechnet sich dann gemäß Gleichung 2.12.

$$c_{T,dyn} = \frac{\Delta T_{el}}{\Delta \varphi} = \frac{T(\varphi_{max}) - T(\varphi_{min})}{\varphi_{max} - \varphi_{min}} \quad (2.12)$$

Lineare Regression

Bei der linearen Regression wird eine Gerade durch alle Messwerte einer Hystereseschleife gelegt. Sie hat die Form:

$$f(\varphi) = a_x + b_x \cdot \varphi \quad (2.13)$$

Die Parameter a_x und b_x der Geraden werden so eingestellt, dass die Gerade nach der Gauß'schen Methode der minimalen Fehlerquadrate in Summe die kleinste

Abweichung von allen Messwerten besitzt. Da die Berechnung dieser Regressionsgeraden in jeder gängigen Auswertesoftware verfügbar ist, wird die mathematische Herleitung dieser Methode nicht näher erläutert und kann entsprechender Fachliteratur entnommen werden (z.B. [ScK09]). Entscheidend für den Anwender ist, dass die Steigung b_x dieser Geraden die dynamische Steifigkeit $c_{T,\text{dyn}}$ nach dem Verfahren der linearen Regression darstellt.

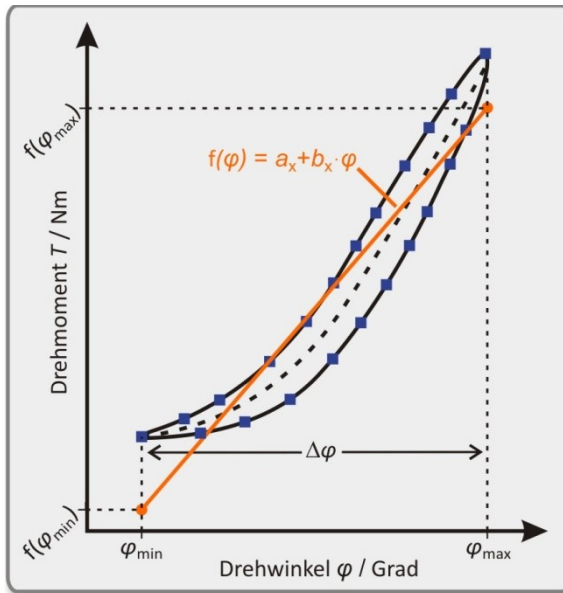


Abbildung 2.16: Verfahren der linearen Regression

Die linearisierte dynamische Steifigkeit berechnet sich nach dem Verfahren der linearen Regression gemäß Gleichung 2.14:

$$c_{T,\text{dyn}} = b_x = \frac{f(\varphi_{\text{max}}) - f(\varphi_{\text{min}})}{\varphi_{\text{max}} - \varphi_{\text{min}}} \quad (2.14)$$

Der Anwender muss bei dieser Methode die Messwerte einer Hystereseschleife einer entsprechenden Auswertesoftware zur Verfügung stellen. Üblicherweise wird zur Berechnung des Abstandes zwischen den Messwerten und der Regressionsge-

raden der Abstand in Ordinatendrichtung herangezogen [BaV08]. Bei diesem Verfahren handelt es sich um eine rein statistische Auswertung, weshalb auch der hier ermittelten linearisierten dynamischen Steifigkeit keine physikalische oder energetische Grundlage hinterliegt.

Harmonische Balance

Das laut *Käsler* einzige physikalisch fundierte Verfahren stellt das Verfahren der harmonischen Balance dar [Käs97]. Es findet in vielen technischen Bereichen Anwendung (z.B. Regelungstechnik, Elektrotechnik etc.). *Federn* wendet es in [Fed77] auf elastische Kupplungen an.

Ziel des Verfahrens ist es, eine nichtlineare Hystereseschleife durch eine lineare Hystereseschleife mit gleichem Flächeninhalt (Ersatzellipse) zu ersetzen. Wendet man das Verfahren der Endpunktlinearisierung auf diese Ersatzellipse an, erhält man die äquivalente dynamische Steifigkeit nach dem Verfahren der harmonischen Balance. Die mit Hilfe dieses Verfahrens ermittelte äquivalente Steifigkeit zeichnet sich gegenüber den mit anderen Verfahren ermittelten dadurch aus, dass sie ein Mittelwert aller über eine Schwingungsperiode auftretenden dynamischen Steifigkeiten des nichtlinearen Systems ist [Mey03]. Die mathematische Herleitung des Verfahrens und der analytische Nachweis, dass das linearisierte Ersatzsystem die Eigenschaften des realen, nichtlinearen Systems abbildet, können [WoT01] entnommen werden. Im Folgenden wird eine Möglichkeit der Anwendung des Verfahrens in der Praxis erläutert.

Zur eindeutigen Beschreibung der linearen Ersatzellipse muss deren Flächeninhalt A_D , die Drehmomentamplitude T sowie die Drehwinkelamplitude φ_{eq} bekannt sein. Der Flächeninhalt der Ersatzellipse entspricht der Dämpfungsarbeit A_D der nichtlinearen Schleife und ist somit gegeben. Weiterhin ist bei harmonischer Drehmomenterregung auch die Drehmomentamplitude T bekannt. Die Drehwinkelamplitude φ der nichtlinearen Hystereseschleife entspricht keinem harmonischen Signal, woraus die Nichtlinearität der ursprünglichen Hystereseschleife resultiert. Daher werden die Messdaten des Drehwinkelsignals nach einer Fourierreihe entwickelt. Hierbei genügt es im Falle von Elastomerkupplungen, nur die Amplitude der Grundschiwingung (erste Harmonische) zu betrachten [Käs97], die bei eben jener Frequenz des Erregersignals auftritt. Diese Amplitude ist die äquivalente Drehwinkelamplitude φ_{eq} der Ersatzellipse. Die Fourierreihenentwicklung eines Messsignals

stellt mit heutiger Auswertetechnik kein Problem dar. Es liegen nun alle notwendigen Informationen vor, um durch Umstellung der Gleichung 2.8 die Phasenverschiebung δ zwischen den harmonischen Signalen $T(t)$ und $\varphi(t)$ zu berechnen:

$$T(t) = T \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.15)$$

$$\varphi(t) = \varphi_{eq} \cdot \sin(\omega \cdot t + \delta) \quad (2.16)$$

$$\sin \delta = \frac{A_D}{\pi \cdot \varphi_{eq} \cdot T} \quad (2.17)$$

Abbildung 2.17 zeigt eine stark nichtlineare Hystereseschleife und die ermittelte flächengleiche Ersatzellipse. In diesem Beispiel wurden sowohl Drehmoment- als auch Drehwinkelsignal einer Fourierreihenentwicklung unterzogen. Da es sich um einen Drehmomentgeführten Versuch handelt, ist das Erregersignal nahezu harmonisch, weshalb die Betrachtung der ersten Harmonischen des Drehmomentsignals die Amplitude nur minimal verringert. Das Drehwinkelsignal weicht deutlicher von einem harmonischen Signal ab, weshalb die Änderung der Amplitude durch alleinige Betrachtung der ersten Harmonischen größer ausfällt.

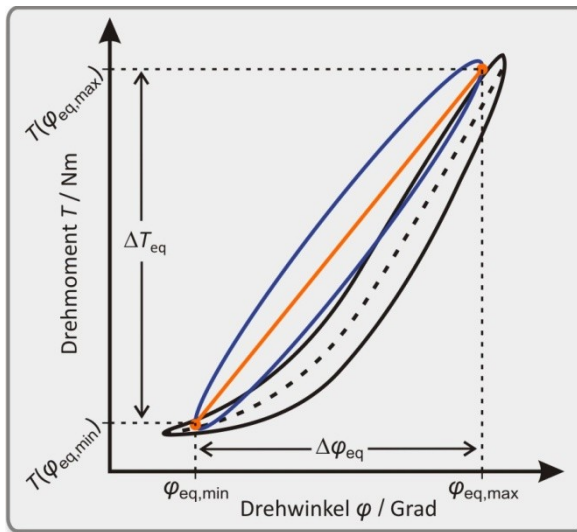


Abbildung 2.17: Linearisierung durch harmonische Balance

In Anlehnung an [DIN86] kann nun für die Ersatzellipse mit linearer mittlerer Federkennlinie die Ersatzsteifigkeit der zuvor gemessenen nichtlinearen Hystereseschleife ermittelt werden:

$$c_{T,\text{dyn}} = \frac{\Delta T_{\text{eq}}}{\Delta \varphi_{\text{eq}}} = \frac{T(\varphi_{\text{eq,max}}) - T(\varphi_{\text{eq,min}})}{\varphi_{\text{max}} - \varphi_{\text{min}}} \quad (2.18)$$

Energiegleichgewicht

Cornelius und *Beitz* beschreiben in [CoB61] und [Bei61] ein Verfahren, um von einer nichtlinearen mittleren Federkennlinie auf eine mittlere dynamische Steifigkeit zu schließen. Dem Verfahren liegt zugrunde, dass aus der nichtlinearen mittleren Federkennlinie eine lineare Federkennlinie abgeleitet wird, die am Winkel-Umkehrpunkt φ_{max} eine identische Formänderungsarbeit $A_{\text{pot,lin}}$ aufweist, wie die der nichtlinearen Federkennlinie $A_{\text{pot,nl}}$.

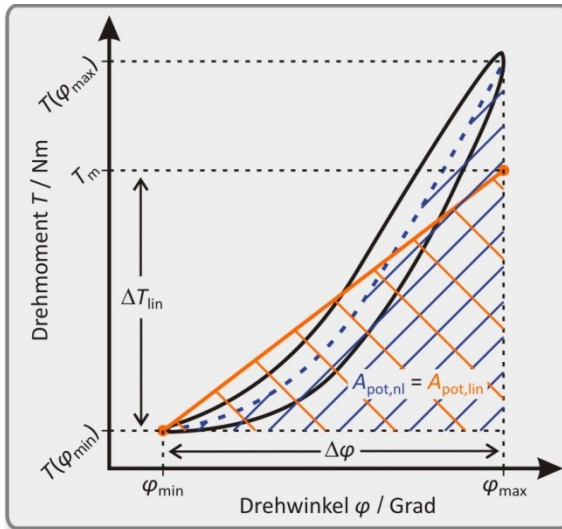


Abbildung 2.18: Linearisierung über das Energiegleichgewicht

Die Steigung der Hypotenuse des sich ergebenden Dreiecks stellt die dynamische Steifigkeit nach dem Verfahren des Energiegleichgewichts dar:

$$c_{T,\text{dyn}} = \frac{\Delta T_{\text{lin}}}{\Delta \varphi} = \frac{T_m - T(\varphi_{\min})}{\varphi_{\max} - \varphi_{\min}} \quad (2.19)$$

Diskussion

Die Linearisierungsverfahren sind zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit heranzuziehen, da die dynamische Steifigkeit als die Steigung der Tangente an der mittleren Drehfederkennlinie definiert ist [DIN86]. Bei nichtlinearen mittleren Drehfederkennlinien ist dieser Wert über ein Schwingenspiel nicht konstant, weshalb eine äquivalente dynamische Steifigkeit über eines der oben beschriebenen Linearisierungsverfahren gefunden werden muss. Bei der Auswahl eines der beschriebenen Linearisierungsverfahren muss der Anwender sich darüber im Klaren sein, welche Auswirkungen die Auswahl eines jeden Verfahrens mit sich bringen. Alle Verfahren haben gemeinsam, dass sie die Realität, eine über ein Schwingenspiel nicht konstante dynamische Steifigkeit, abstrahieren und die Funktion $c_{T,\text{dyn}}(\varphi)$ auf einen einzigen Wert mitteln.

Führt ein Anwender eine Schwingungsberechnung durch, in der es in der Regel darum geht, Eigenfrequenzen bzw. Resonanzstellen zu finden, so führen höhere dynamische Steifigkeiten in der Berechnung zu einer Verlagerung der Resonanzstellen in Richtung höherer Frequenzen. Je nachdem welches Linearisierungsverfahren gewählt wird, ist der mitunter große Unterschied der berechneten Steifigkeiten mit den einzelnen Verfahren zu berücksichtigen. *Käsler* berechnet in [Käs97] für einen bestimmten Betriebspunkt dynamische Steifigkeiten mit jedem der genannten Verfahren. Er erhält relative Abweichungen von deutlich über 20 % zwischen den einzelnen Verfahren. Es ist naheliegend, dass Abweichungen dieser Größenordnung erheblichen Einfluss auf die durchzuführende Drehschwingungsberechnung haben können. Da das Resonanzverhalten des mittels harmonischer Balance linearisierten Systems dem des nichtlinearen Systems entspricht, hat sich dieses Verfahren bei Vorhandensein von nichtlinearen mittleren Federkennlinien durchgesetzt. Bei (nahezu) linearen mittleren Federkennlinien kann alternativ auf das Verfahren der Endpunktlinearisierung zurückgegriffen werden.

2.3.3 Elastische Formänderungsarbeit

Die Herausforderung bei der Ermittlung der elastischen Formänderungsarbeit für Hystereseschleifen mit nichtlinearer Federkennlinie ist die Bestimmung des Arbeitspunktes P . Die in den Winkel-Umkehrpunkten gespeicherte maximale Formänderungsenergie muss auf das Nullniveau der potentiellen Schwingungsenergie im Arbeitspunkt P bezogen werden [Kli77]. Es ergeben sich dann die in Abbildung 2.19 gezeigten gleichgroßen Flächen A_{el} .

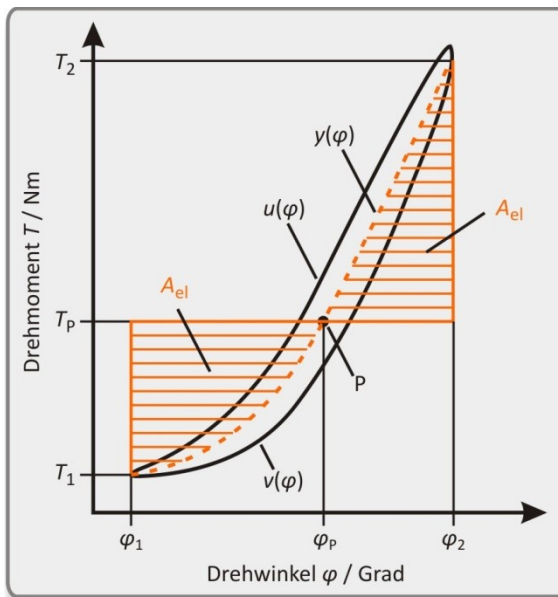


Abbildung 2.19: Arbeitspunkt bei nichtlinearer Federkennlinie

Der Arbeitspunkt P liegt stets auf der mittleren Federkennlinie $y(\varphi)$ der Hystereseschleife, die aber zunächst aus den vorhandenen Messdaten abzuleiten ist. Da Anfangs- und Endpunkt der mittleren Federkennlinie durch die beiden Winkelumkehrpunkte gegeben sind, lässt sie sich aus vorhandenen Messwerten wie folgt berechnen [Kli77]:

$$\frac{dy(\varphi)}{d\varphi} = c_{T,dyn} \cdot \varphi = \frac{1}{2} \left(\frac{du \cdot \varphi}{d\varphi} + \frac{dv \cdot \varphi}{d\varphi} \right) \quad (2.20)$$

Durch Integration der Gleichung 2.20 erhält man:

$$y(\varphi) = \frac{1}{2} \left(\frac{du \cdot \varphi}{d\varphi} d\varphi + \frac{dv \cdot \varphi}{d\varphi} d\varphi \right) \quad (2.21)$$

$$y(\varphi) = \frac{1}{2} (u \cdot \varphi + v \cdot \varphi) \quad (2.22)$$

Zur Ermittlung der mittleren Federkennlinie findet somit eine Mittelwertbildung der Ordinatenwerte zwischen dem aufsteigenden und dem absteigenden Ast der Hystereseschleife statt. Auf der mittleren Federkennlinie muss derjenige Punkt $[T_P/\varphi_P]$ gesucht werden, von dem ausgehend die in Abbildung 2.19 dargestellten Flächen A_{el} die gleiche Größe haben. Dies kann im Fall einer nichtlinearen Hystereseschleife über eigens programmierte Auswertesoftware in einem iterativen Prozess erfolgen. Für lineare und zum Arbeitspunkt symmetrische Hystereseschleifen vereinfacht sich die Berechnung gemäß Abbildung 2.13 zu Gleichung 2.23:

$$A_{el} = \frac{1}{4} \cdot \Delta T_{el} \cdot \Delta \varphi \quad (2.23)$$

2.4 Lebensdauerprognose

Jede technische Einheit wird für eine mehr oder weniger begrenzte Lebensdauer ausgelegt. Die Lebensdauer ist beendet, wenn der in *DIN 31051:2003-06* definierte *Abnutzungsvorrat* bis zu seiner *Abnutzungsgrenze* aufgebraucht wurde. Der *Abnutzungsvorrat* ist der „[...] *Vorrat der möglichen Funktionserfüllungen unter festgelegten Bedingungen, der einer Betrachtungseinheit aufgrund der Herstellung, Instandsetzung oder Verbesserung innewohnt*“ ([DIN03], Seite 5). Der Abbau des Abnutzungsvorrates wird in der Regel durch chemische und/oder physikalische Vorgänge hervorgerufen (z.B. Ermüdung, Alterung, Korrosion usw.). Hieraus resultiert die in *DIN 40041:1990-12* als „*Betriebsdauer einer nichtinstandzusetzenden Einheit vom Anwendungsbeginn bis zum Zeitpunkt des Versagens*“ ([DIN90], Abschnitt 3.1.11) definierte Lebensdauer.

Die Aufgabe des Konstrukteurs ist die Sicherstellung der Funktion einer Einheit für die veranschlagte Lebensdauer. Er muss bereits während der Auslegung abschätzen, ob sein Entwurf den Anforderungen über die gesamte Lebensdauer gerecht wird, was nur in gewissen Grenzen zuverlässig möglich ist. Dies führt dazu, dass gerade funktions- und sicherheitsrelevante Komponenten mit entsprechenden Sicherheitsfaktoren belegt, also überdimensioniert werden. Demgegenüber stehen das Bestreben eines effizienten Einsatzes von Material sowie die Forderung nach einem möglichst geringen Bauteilgewicht (besonders relevant in rotierenden und schwingenden Systemen). Je genauer eine Lebensdauerprognose im Vorfeld getroffen werden kann, desto besser kann diesen beiden gegensätzlichen Anforderungen gleichzeitig entsprochen werden. Im Folgenden werden verschiedene angewandte Modelle zur Lebensdauerprognose und Schadensakkumulation für Elastomerbauteile vorgestellt.

2.4.1 Lineare Schadensakkumulation

Die lineare Schadensakkumulation, wie die lineare Miner-Regel [Min45], stellt aufgrund ihrer einfachen Anwendbarkeit im Bereich der Elastomere den Stand der Technik dar (vgl. Abschnitt 2.4.2). Sie wird verwendet, um die Lebensdauer eines Bauteils aus Wöhlerlinien abzuleiten. Dies ist dabei nicht nur für eine konstante, sondern auch für den Fall über der Lebensdauer wechselnder Belastungsamplituden möglich. Bei ihrer Anwendung wird für die Anzahl aufgebracht Lastwechsel auf jeder Belastungsstufe eine Teilschädigung berechnet. n_i entspricht der Anzahl aufgebracht Lastwechsel je Lastniveau, N_i der Anzahl der auf dem jeweiligen Lastniveau ertragbaren Lastwechsel. Die Anzahl ertragbarer Lastwechsel wird aus einer Wöhlerkurve abgelesen.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.24)$$

Die Teilschädigungen von k unterschiedlichen aufgetragten Belastungsstufen werden aufsummiert. Ergibt sich eine Schadenssumme von $D = 1$, so ist mit dem Ausfall des Bauteils zu rechnen. Auf jedem Lastniveau wird somit ein Teil des *Abnutzungsvorrates* aufgebraucht.

Der Nachteil an diesem Vorgehen ist, dass ein Einfluss der Belastungsreihenfolge auf die Lebensdauer nicht berücksichtigt werden kann. Egal zu welchem Zeitpunkt

ein bestimmtes Lastniveau aufgebracht wird, die berechnete Schadenssumme ist immer identisch. Dies ist bei Elastomeren nachweislich nicht der Fall (vgl. Abschnitt 2.1.5). Werden ausschließlich Einstufenversuche auf jeweils unterschiedlichen Belastungsniveaus betrachtet, so wurde in mehreren Forschungsarbeiten nachgewiesen, dass die lineare Schadensakkumulation anwendbar ist und die Ausfallzeitpunkte auf einer Wöhlerlinie liegen (z.B. [Sto99], [GSB08]). Sobald jedoch Mehrstufenversuche mit sich stark unterscheidenden Laststufen unterschiedlicher Reihenfolge betrachtet werden, ist der lineare Ansatz zur Schadensakkumulation bei Elastomeren kritisch zu hinterfragen.

Nichtlineare Schadensakkumulationshypothesen finden bei der Lebensdauerberechnung von Elastomerbauteilen derzeit noch keine Anwendung, wobei in [WHS10] ein vielversprechender Ansatz hierfür vorgestellt wird.

2.4.2 Lebensdauerprognose für Elastomerbauteile

Der den Ausfallzeitpunkt eines Elastomerbauteils kennzeichnende Bauteilzustand hängt immer vom jeweiligen Einsatzfall ab und kann auf verschiedenste Weise definiert werden. Ein Elastomerbauteil kann beispielsweise in vielen Fällen seine Funktion noch angemessen erfüllen, obwohl bereits eine deutlich ausgeprägte Rissbildung an der Oberfläche zu erkennen ist. In anderen Fällen müsste ein solches Bauteil umgehend ausgetauscht oder instandgesetzt werden. Die Definition des Zustandes, bei dem das Bauteil als ausgefallen gilt, setzt die Kenntnis der elastomerspezifischen Ermüdungsvorgänge voraus.

Mit der Erforschung der komplexen Vorgänge, die bei Elastomeren unter dynamischen Beanspruchungen zu Materialermüdung bzw. -schädigung führen, hat sich die Wissenschaft in der Vergangenheit deutlich weniger befasst als beispielsweise mit der Materialermüdung von Metallen [BeG05]. Dies führt dazu, dass die Genauigkeit von Lebensdauerprognosen oft unbefriedigend ist und bei der Konstruktion neuer Bauteile sehr konservative Sicherheitsfaktoren berücksichtigt werden. Ein Grund hierfür könnte sein, dass es kein speziell für Elastomere entwickeltes Prognoseverfahren gibt, sondern lediglich aus der Lebensdauerberechnung für Metalle abgeleitete Ansätze. Die Unvollkommenheit der heutigen Verfahren wird allein daran deutlich, dass sie bei Berechnung eines identischen Anwendungsfalls nicht zwangsweise zu gleichen, teilweise nicht einmal zu ähnlichen Vorhersagen führen [Gie11].

Die Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile beginnt in der Regel mit grundlegenden Untersuchungen des Ausfallverhaltens des betrachteten Werkstoffs anhand von Probekörpern. Dieses Ausfallverhalten muss dann im weiteren Verlauf der Prognosen mit Hilfe einer Festigkeitshypothese auf die geometrisch komplexeren realen Bauteile übertragen werden. Hierbei stellen zwei Bereiche seit vielen Jahren einen Forschungsschwerpunkt der Wissenschaft dar [Gni81]:

1. Die mit Hilfe von Prognosemodellen berechnete Lebensdauer wird mit beobachteten (im Feld oder in praxisnahen Versuchen) Lebensdauern verglichen. Die Modelle werden durch empirische Anpassung korrigiert und so stetig optimiert.
2. Die Weiterentwicklung der Ermüdungsbruchmechanik für Elastomere zur grundlegenden Beschreibung der elementaren Schädigungsvorgänge in dynamisch beanspruchten Elastomeren.

Ähnlich zu den Metallen kann somit zwischen der Festigkeitsberechnung auf der Basis von Wöhlerlinien in Verbindung mit einer Festigkeitshypothese und bruchmechanischen Konzepten unterschieden werden. Beide Bereiche finden heutzutage Anwendung in der Praxis, wobei Punkt 1 der oberen Aufführung aufgrund seiner einfacheren Handhabung im Bereich der Elastomerkupplungen verbreiteter ist. Aus diesem Grund wird das bruchmechanische Vorgehen in den folgenden Ausführungen lediglich tangiert. Zunächst sind jedoch die Begrifflichkeiten *Werkstoffermüdung* und *Rissfortschritt* zu differenzieren.

Werkstoffermüdung auf molekularer Ebene tritt im Einsatzzeitraum vor einer makroskopischen Rissbildung auf. Dieser Zeitraum beträgt je nach Werkstoff und Belastungssituation 75-90 % der Bauteillebensdauer [McA08]. Messbar wird die Ermüdung durch die Änderung bestimmter physikalischer Eigenschaften, wie beispielsweise dem Abfall der dynamischen Steifigkeit $c_{T,dyn}$ [AAJ02]. Die modellhafte Beschreibung der auftretenden Mechanismen ist äußerst komplex und noch nicht abschließend gelöst. Giese erläutert in [Gie11] aktuelle Erkenntnisse zur modellhaften Beschreibung von Ermüdungsvorgängen und deren Anwendung für eine Lebensdauerprognose. Das Ziel, Ermüdungsvorgänge auf molekularer Ebene in einem Modell abbilden zu können, ist jedoch noch nicht erreicht, weswegen in der Praxis

weiterhin die Änderung der physikalischen Eigenschaften in experimentellen Versuchen zur Beschreibung der Ermüdung herangezogen wird.

Die Untersuchung des Rissfortschritts bei Elastomeren lehnt sich an die bruchmechanische Betrachtung von Metallen an. Es wird davon ausgegangen, dass jedes reale Bauteil über Materialinhomogenitäten (Mikrorisse, Einschlüsse, Rußpartikel, Poren etc.) verfügt. Ausgehend von diesen Inhomogenitäten kann es bei dynamischer Beanspruchung zu einer Rissausbreitung kommen. Erste Modelle zur Beschreibung und Berechnung der Rissausbreitung in Elastomeren wurden bereits in den 1960er Jahren von *Gent, Lake und Lindley* entwickelt und z.B. in [GLT64] und [LaL65] dargestellt. Obwohl die Anfänge der Berechnung des dynamischen Risswachstums von Elastomeren viele Jahre zurückliegen, ist dessen Untersuchung auch heute noch Gegenstand aktueller Forschungstätigkeiten. Neben neuen Verfahren zur Bestimmung des dynamischen Risswachstums ([SGH09], [Sto11]) werden auch Ansätze zur Beschreibung des Risswachstums bei mehraxialer Beanspruchung optimiert. Beispielsweise beschreiben *Qian und Fatemi* in [QiF96] ihre Untersuchungen hinsichtlich der Vorhersage von Risswachstumsrichtung und Risswachstumsrate bei mehraxialen Beanspruchungen und erzielen gute Ergebnisse. Die verwendete Methode wurde inzwischen weiterentwickelt und von *Mars und Fatemi* in [MaF05] auch für eine Lebensdauerprognose herangezogen. Bei der Lebensdauerberechnung von Elastomerkupplungen finden solche Ansätze heutzutage aber nur begrenzt Anwendung.

Die einzelne Betrachtung von Werkstoffermüdung und Risswachstum zur Lebensdauerprognose ist problematisch. Zwischen Werkstoffermüdung und Risswachstum kann keine klare Abgrenzung getroffen werden. Bruchmechanische Ansätze gehen von vornherein von mikroskopischen Fehlstellen im Werkstoff aus. In [MaF05] wird nachgewiesen, dass kleine, im jungfräulichen Material vorhandene Anrisse den Ausgangspunkt für spätere Ermüdungsrisse darstellen. Bei der Werkstoffermüdung stellt sich hingegen die Frage, ab wann die beobachtete Entfestigung nahezu ausschließlich auf die steigende Rissdichte im Bauteil zurückzuführen ist. In der Praxis bewähren sich daher globale Ansätze, bei denen im Vorfeld ein Ausfallkriterium (vgl. Abschnitt 2.5) definiert wird. Das belastungsabhängige Fortschreiten dieses Ausfallkriteriums im Laufe einer Bauteilprüfung dient als Grundlage für eine Beschreibung des Schädigungsfortschritts. Es muss ein Anfangs- sowie ein Endzustand für das Ausfallkriterium festgelegt werden. Der Anfangszustand gilt als Referenz,

auf die eine beobachtete Änderung des Kriteriums bezogen wird. Das Fortschreiten des Ausfallkriteriums wird zunächst an einem Prüfkörper bei definiertem Beanspruchungszustand aufgenommen. Über mehrere Zwischenschritte kann daraufhin die Lebensdauer für ein zu betrachtendes Bauteil bei beliebigen Beanspruchungen berechnet werden.

Prognosemodelle dieser Art werden in der Praxis in vielfältiger Ausprägung angewendet. Die meisten folgen einem grundsätzlich ähnlichen Vorgehen, welches in die drei Bereiche *Werkstoffcharakterisierung*, *Lebensdauerprognose* und *Verifizierung* der Prognoseergebnisse unterteilt werden kann. Die Folgende Abbildung zeigt den Ablauf einer nach diesem Vorgehen durchgeführten Lebensdauerprognose:

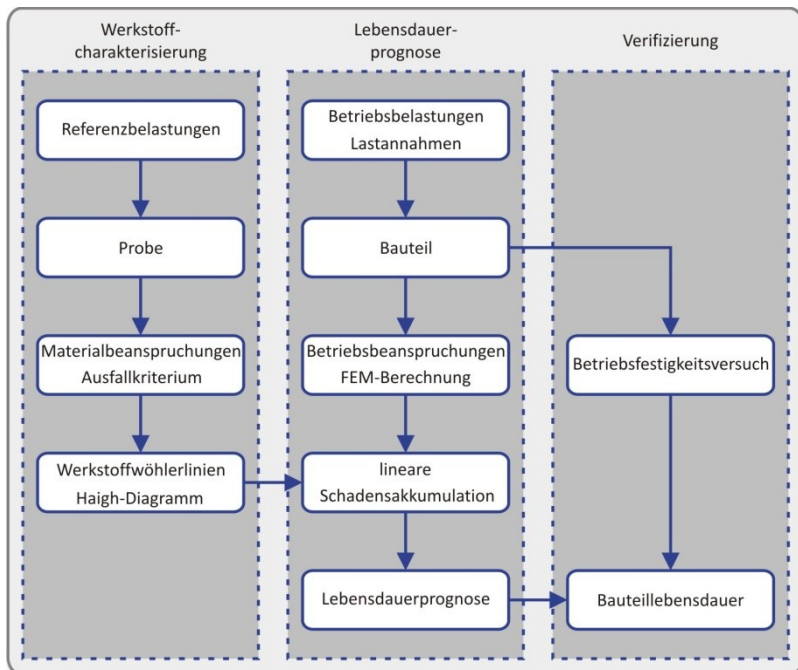


Abbildung 2.20: Lebensdauerprognose in der Praxis

Zunächst muss der verwendete Werkstoff **charakterisiert** werden. Hierzu werden an Prüfkörpern Wöhler- und oft auch Haigh-Diagramme für den verwendeten Werkstoff erstellt. Im Vorfeld muss ein Ausfallkriterium (vgl. Abschnitt 2.5) definiert werden, wodurch der Ausfall des Bauteils messbar wird. Die Prüfkörper werden daraufhin belastet, bis das zuvor definierte Ausfallkriterium erreicht wird. Die Ausfallzeitpunkte der Prüfkörper werden dann einer maximalen Materialbeanspruchung bzw. Festigkeitshypothese zugeordnet. Die Festigkeitshypothese stellt, ähnlich wie die Vergleichsspannung bei Metallen, eine Vergleichsbeanspruchung für mehraxiale Beanspruchungen bereit, die direkt mit dem Werkstoffversagen korreliert. Mit Hilfe einer Festigkeitshypothese kann an einem Prüfkörper das Ausfallverhalten des Werkstoffs charakterisiert und daraufhin auf beliebig komplexe Bauteilgeometrien übertragen werden. Über die Fragestellung, welche Festigkeitshypothese (Spannung, Dehnung, Energiegrößen) für Elastomere herangezogen werden sollte, herrscht noch Uneinigkeit [FSW03]. In der Literatur wird die Anwendung verschiedenster Festigkeitshypothesen beschrieben (z.B. [Fla03], [Dui09], [Bar82], [SSK11]), es scheint aber derzeit keine allgemeingültige Größe zu finden zu sein. Auffallend häufig wird jedoch von guten Erfahrungen mit der maximal auftretenden Hauptspannung berichtet (z.B. [Fla03], [FSW09], [Dui09], [SIS96]). Dehnungsbezogene Festigkeitshypothesen (Dehnungsenergiedichte, max. Hauptdehnung) führen insbesondere bei mehraxialen Beanspruchungszuständen oft zu unbefriedigenden Ergebnissen (z.B. [RoB77], [SIS96]). Die Ergebnisse der Prüfungen an den Probekörpern werden in Lebensdauerdiagrammen (Wöhler- oder Haigh-Diagramme) eingetragen.

Nachdem anhand der Prüfkörper ermittelt wurde, bei welcher Materialbeanspruchung welche Lebensdauer zu erwarten ist, kann die **Lebensdauerprognose** für ein Bauteil stattfinden. Da Bauteile in der Regel mit stochastischen Last-Zeit-Funktionen beaufschlagt werden, müssen zur Verkürzung der notwendigen Prüf- und Rechenzeiten Lastannahmen getroffen werden. Die Ableitung der Lastannahmen aus real gemessenen Betriebsbelastungen findet über Zählverfahren statt (z.B. Rainflow-Filterung), die z.B. auf real gemessenen Road-Load-Daten angewendet werden. Abbildung 2.21 zeigt die Rainflow-Filterung bei einer Belastungsmessung an einem Eisenbahndrehgestell [SFW04].

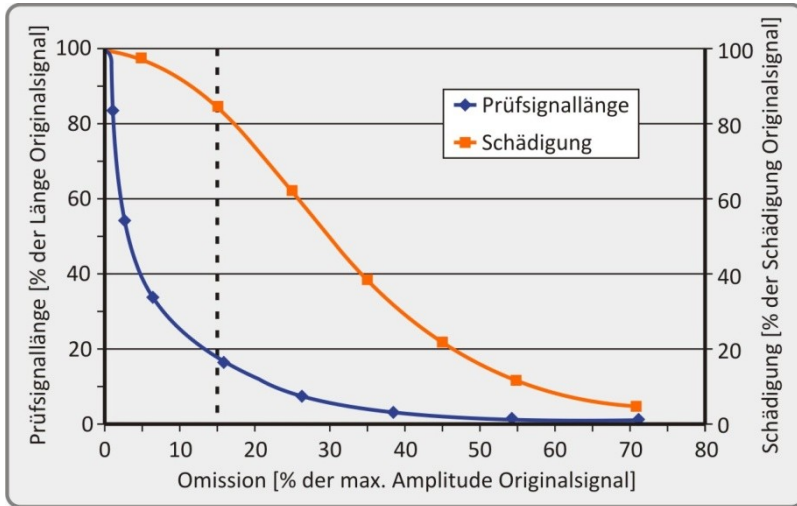


Abbildung 2.21: Signalverkürzung durch Rainflow-Filterung

Werden alle Lastwechsel, die kleiner sind als 15 % der Maximalamplitude, vernachlässigt, verkürzt sich das Prüfsignal bereits auf 18 % der Länge des Originalsignals. Die Schädigung der jetzt noch berücksichtigten Lastwechsel beträgt aber noch ca. 85 % der Schädigung des Originalsignals. Die Rainflow-Filterung ist daher besonders zu empfehlen, wenn eine Häufung von Lastzyklen mit kleiner oder mittlerer Amplitude vorliegt, wie es bei Maschinen im Dauereinsatz oft der Fall ist.

Die ermittelten Lastannahmen werden zur Lebensdauerprognose zunächst in FEM-Simulationen des betroffenen Bauteils als Randbedingungen aufgebracht. Hier wird die bereits für die Prüfkörper ausgewählte Festigkeitshypothese ausgewertet. Gemäß dem aus dem örtlichen Konzept für Metalle bekannten Verfahren („*Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*“ [HHS03]), werden die lokalen Werte der gewählten Festigkeitshypothese herangezogen, um mit Hilfe der zuvor ermittelten Wöhlerlinien und Haigh-Diagramme sowie der getroffenen Lastannahmen die Bauteillebensdauer abzuschätzen. Hier kommt zumeist die lineare Schadensakkumulation nach *Palmgren/Miner* zum Einsatz (vgl. Abschnitt 2.4.1). Durch Aufsummieren des aus jedem Lastwechsel resultierenden Schädigungsanteils kann

für den Zeitpunkt des Bauteilversagens und den Ort maximaler Schädigung eine Prognose berechnet werden.

Um die Prognosen zu **verifizieren**, werden stichprobenartig Betriebsfestigkeitsversuche durchgeführt und die beobachteten Ausfallzeitpunkte mit den berechneten Prognosen verglichen.

Die verbreitete Anwendung dieses Verfahrens wurde erst durch die seit den 90er Jahren erhöhte Rechenleistung sowie durch die Verfügbarkeit entsprechender Materialmodelle in den kommerziellen FEM-Programmen möglich. Aus den Anfängen der Anwendung dieser Methode auf Fahrwerkslager wird in [SIS96] berichtet. Während *Bremer* [Bre95] noch aufgrund der einfachen Handhabung die Anwendung eines Nennspannungskonzeptes auf der Basis äußerer Lasten empfiehlt, werden in [SIS96] bereits „brauchbare Ergebnisse“ mit der maximal auftretenden Hauptnormalspannung als Festigkeitshypothese erzielt. Die Hauptnormaldehnung erwies sich als ungeeignet. Als Ausfallkriterium für die Ermittlung der notwendigen Wöhlerkurven bzw. des Haigh-Diagramms wurde ein Abfall der Steifigkeit im Zugbereich der auf Zug/Druck belasteten Probekörper gewählt. Die mittels linearer Schadensakkumulation berechneten Ausfallzeitpunkte betrugen je nach Lastannahme und Beanspruchungsart zwischen 1/5 und dem 2-fachen der im Versuch gemessenen Lebensdauer.

Über die heutige Anwendung des Verfahrens berichtet *Duisen* in [Dui09]. Zur Ermittlung der Beanspruchbarkeit des verwendeten Materials werden kraftgeführte Versuche (Zug/Druck, verschiedene Spannungsverhältnisse R) an Probekörpern durchgeführt. Als Ausfallkriterium wird ein Steifigkeitsabfall von 20 % gegenüber der Steifigkeit nach 1.000 Lastwechseln definiert. Die Darstellung der statistisch abgesicherten Ergebnisse erfolgt in einem Haigh-Diagramm. Im Anschluss daran wird die Betriebsfestigkeitsberechnung eines Bauteils (am Beispiel von Fahrwerkslagern) mit einer zweiaxialen dynamischen Belastung und einer statischen Vorlast vorgestellt. Hier zeigt sich eine deutliche Weiterentwicklung gegenüber dem in [SIS96] beschriebenen Vorgehen. Es können Road-Load Daten aus zwei Belastungsrichtungen berücksichtigt werden, wobei der Aufwand für deren Berücksichtigung in den notwendigen FEM-Analysen durch eine vorgestellte Rasterrechnung minimiert wurde. Mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen wird für jeden Integrationspunkt des FE-Modells eine kritische Schnittebene gesucht. Durch Anwendung der Rainflow-Filterung und der linearen Schadensakkumulation wird der Integrations-

punkt gefunden, der mit der Festigkeitshypothese *größte Hauptspannung* als erstes den Ausfall (Schädigung $D = 1$) erreicht. Die anhand von Fahrwerkslagern gezeigten Ergebnisse sind verhältnismäßig gut, vor allem stimmt der prognostizierte Ort der maximalen Schädigung mit den realen Schadensbildern sehr gut überein. Die prognostizierten Ausfallzeitpunkte weichen jedoch zum Teil noch stark von den beobachteten Ausfallzeitpunkten ab, weshalb keine verlässlichen Vorhersagen möglich sind und auf Versuche zur Verifizierung nicht verzichtet werden kann. Dies führt *Duisen* auf getroffene Annahmen bzw. die Vernachlässigung von Temperatur-, Frequenz- und Reihenfolgeinflüssen zurück.

Zur Optimierung der verfügbaren Verfahren beschäftigen sich aktuelle Forschungsarbeiten mit vielfältigen Fragestellungen rund um die Lebensdauerprognose. Die neuesten Erkenntnisse zur Anwendung des oben beschriebenen Verfahrens werden in [FSW09] und aktuelle Erkenntnisse zur Betrachtung des Risswachstums in [ZMB09] präsentiert. Die Berücksichtigung von Alterung, Temperatureinflüssen und Ermüdung bei der Lebensdauerprognose wird u.a. in [Sch10] und [GSM08] thematisiert. Ein weiterer Forschungsschwerpunkt ist die Optimierung der FEM-Simulationen bzw. die Untersuchung von Festigkeitshypothesen, womit sich [Sto99] und [MaF05] auseinandersetzen. Völlig andere Konzepte verfolgen [Mey09] (FEM und Fuzzy-Logic) und [SUS03] (Definition einer Dauerfestigkeit von Elastomeren), die für eine breite Anwendung aber wohl keine Alternative darstellen.

2.5 Ausfallkriterien

Zur Beurteilung des Zustandes eines Bauteils muss ein Ausfallkriterium definiert werden. Allgemein können zwei Kategorien von Ausfallkriterien Anwendung finden:

1. Ausfallkriterien, die ein plötzliches Bauteilversagen kennzeichnen (z.B. Bruch, Abriss)
2. Ausfallkriterien, die während einer dynamischen Belastung eines Bauteils/Prüfkörpers mehr oder weniger kontinuierlich fortschreiten (z.B. Risslänge, Dämpfungszunahme, Steifigkeitsverlust). Hierbei ist im Vorfeld ein Grenzwert zu definieren, der das Bauteilversagen kennzeichnet.

Im ersten Fall sind Prüf- und Auswerteaufwand eher gering, allerdings ist die Aussagekraft solcher Kriterien äußerst beschränkt. Sie haben ihre Daseinsberechtigung bspw. in der Qualitätskontrolle oder zur Prüfung neuer Designvorschläge eines

Bauteils. Das in der *DIN 740-2* [DIN86] definierte Maximaldrehmoment $T_{K,max}$ einer nachgiebigen Wellenkupplung muss beispielsweise schwellend $\geq 10^5$ LW und wechselnd $\geq 10^4$ LW ertragen werden, ohne dass das Bauteil versagt. Allerdings ist eine quantitative Lebensdauerprognose auf Basis dieser Ausfallkriterien nicht möglich. Aus diesem Grund wird auf Kriterien dieser Kategorie nicht weiter eingegangen.

Ausfallkriterien der zweiten Kategorie können je nach Material und Anwendung äußerst vielfältig gewählt werden. Beispiele hierfür sind nach [Wol08]:

- Risslänge an der Oberfläche, Rissfortschrittsgeschwindigkeit
- Dämpfungszunahme
- Steifigkeitsverlust
- Restfestigkeit
- Verschleißhöhe (kritische Materialstärken bzw. Materialabtrag)
- Korrosionshöhe (kritische Lochgröße etc.)
- Elastizitätsverlust
- Änderung des Isolationswiderstands
- Änderung des thermischen Widerstands
- Erhöhte Reibwerte
- Maßabweichungen

In der Literatur herrscht Einigkeit darüber, dass für Elastomere kein allgemeingültiges Ausfallkriterium benannt werden kann. Die für Elastomere am häufigsten verwendeten Ausfallkriterien sind:

- Risslänge an der Oberfläche
- Steifigkeitsverlust
- Anstieg der Dämpfungsarbeit

Die Differenzen zwischen den einzelnen Kriterien werden schnell sichtbar. Beispielsweise kann *Böhm* in [Böh99] keine Korrelation zwischen den Ausfallkriterien *Risslänge* und *Steifigkeitsabfall* feststellen. Die Anwendung der beiden Kriterien würde somit zu völlig unterschiedlichen Ergebnissen bei einer Lebensdauerprognose führen. Während die Risslänge eine lokal begrenzte Betrachtung eines Bauteils voraussetzt, sind die Steifigkeit und die pro Belastungszyklus verrichtete Dämpfungsarbeit globale Größen. Sie hängen direkt mit dem Ermüdungszustand sowie der Rissdichte des gesamten Bauteils zusammen und können daher den Gesamtzustand erfassen.

Auf Prüfkörperebene macht die Betrachtung der **Risslänge** durchaus Sinn. Ein Prüfkörper kann so gestaltet werden, dass der Ort einer Rissbildung bekannt ist (z.B. auf Zug/Druck oder Torsion belasteter, taillierter Prüfkörper). So kann eine beobachtete Risslänge bzw. ein Risswachstum direkt mit einer aufgebrachten Belastung korreliert werden. In [HGB04] wurde gar gezeigt, dass die Betrachtung der Risslänge gegenüber den globalen Ausfallkriterien deutlich früher eine Bauteilschädigung anzeigt. Auf Bauteilebene gestaltet sich dieses Ausfallkriterium jedoch als schwierig anwendbar. Probleme ergeben sich aus folgenden Fragestellungen:

- Entsteht der Riss an der Oberfläche oder ist er evtl. gar nicht sichtbar?
- Wo entsteht der Riss, wenn er an der Oberfläche entsteht?
- Wie werden viele gleichzeitige Risse bewertet?
- Wie werden sich verbindende Risse bewertet?
- Welche Rolle spielt die Risstiefe?

Es wird deutlich, dass auf Bauteilebene eines der globalen Ausfallkriterien angewendet werden sollte.

Die Verwendung der **Steifigkeit** als Ausfallkriterium wurde bereits in den 80er Jahren ausgiebig in [Ben82], [PTB86] und [PeP88] untersucht. Hier wurden charakteristische Steifigkeitsverläufe bei variierter Belastungsdauer, Frequenz und Belastungshöhe für verschiedene Werkstoffe aufgenommen. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Verwendung des Steifigkeitsabfalls als Ausfallkriterium reproduzierbare Ergebnisse liefert. Trotzdem können je nach Belastungshöhe widersprüchliche Verläufe beobachtet werden, mit denen sich *Wortberg und Molls* in [WoM05] näher befassen. Bei verhältnismäßig geringen Lasten, die mehr als 10^6 LW ertragen werden können, ist ein Anstieg der Steifigkeit zu beobachten. Dies wird u.a. durch Nachvernetzungseffekte erklärt. Für das Ausfallkriterium *Abfall der Steifigkeit* bedeutet dies einen negativen Schädigungsverlauf, was zu Problemen bei der Bewertung dieses Kriteriums führt. Für höhere Belastungen kann, wie erwartet, ein kontinuierlicher Abfall der Steifigkeit nachgewiesen werden. Als Alternative wird der Verlauf der pro Zyklus verrichteten **Dämpfungsarbeit** im Laufe eines Versuches untersucht. Es wird beobachtet, dass die Dämpfungsarbeit unabhängig von der Belastungshöhe ansteigt und sich daher für die betrachteten Bauteile als besseres Ausfallkriterium gegenüber der Steifigkeit erweist. Abbildung 2.22 zeigt Regressionsgeraden der normierten Kennwerte *Dämpfungsarbeit* und *Steifigkeit* für einen Versuch mit hoher (h) und einen mit niedriger Belastung (l).

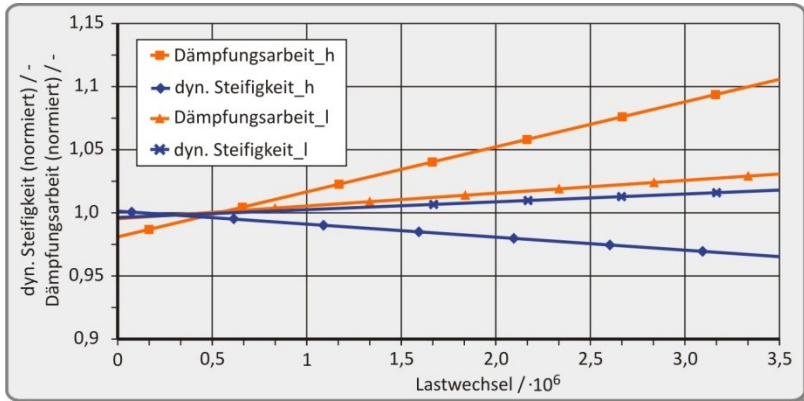


Abbildung 2.22: Verlauf normierter Kennwerte nach [WoM05]

Es zeigt sich das gegensätzliche Verhalten des Kennwertes der Steifigkeit. Bei hoher Belastung fällt er kontinuierlich ab, während er bei niedriger Belastung ansteigt. Ein Erklärungsansatz für dieses Verhalten wird in Abschnitt 5.2 bzw. Abbildung 5.2 vorgestellt. Legt man die Dämpfungsarbeit als Ausfallkriterium zugrunde, steigt der normierte Kennwert sowohl bei niedriger als auch bei großer Belastung an.

Die Auswahl eines für den jeweils betrachteten Anwendungsfall geeigneten Schadenskriteriums obliegt somit dem Prüfenieur. Als allgemeingültige Regeln können jedoch folgende festgehalten werden:

- Die Risslänge ist ein lokales Ausfallkriterium. Für Bauteile sollten globale Ausfallkriterien angewendet werden, um den Gesamtzustand des Bauteils erfassen zu können. Weiterhin korreliert eine Risslänge nicht zwangsläufig mit einer Änderung der dynamischen Eigenschaften eines Bauteils.
- Bei Prüfungen mit verhältnismäßig geringen Lasten ($> 10^6$ LW erwartet) ist das Ausfallkriterium *Abfall der Steifigkeit* kritisch zu hinterfragen.
- Ein Anstieg der Dämpfungsarbeit resultiert zu einem großen Teil aus zunehmender Coloumb'scher Reibung von Rissflächen. Werden Rissflächen bei Belastung auseinandergezogen (z.B. bei Zugbelastung), ist in der Regel ein anderes Ausfallkriterium zu wählen.

3. Nichtlineares Schadensakkumulationsmodell (nLSAM)

In den folgenden Abschnitten wird ein Lebensdauerprognosemodell hergeleitet und angewendet. In Abbildung 3.1 ist der bereits in Abschnitt 1.2 erläuterte Inhalt der folgenden Abschnitte grafisch dargestellt.

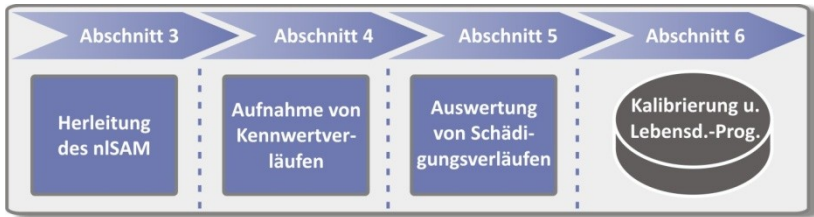


Abbildung 3.1: Inhalt der folgenden Abschnitte

In diesem Abschnitt wird die Herleitung eines Lebensdauerprognosemodells erläutert. Dem Modell ist ein mathematischer Ansatz hinterlegt, mit dessen Hilfe Schädigungsverläufe und Ausfallzeitpunkte für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile durch nichtlineare Schadensakkumulation berechnet werden können. Gegenüber den heutigen Ansätzen zeichnet sich das Modell dadurch aus, dass die zur Lebensdauerabschätzung notwendige Kenntnis über die Beanspruchbarkeit an Bauteilen anstelle von Prüfkörpern ermittelt wird. Dies scheint aus folgenden Gründen notwendig:

Erstens hängt, wie in Abschnitt 2.4.2 erläutert, die Qualität heutiger Lebensdauerprognosen entscheidend von der gewählten Festigkeitshypothese ab. In der Literatur wird jedoch deutlich, dass keine allgemeingültige Festigkeitshypothese für Elastomere gewählt werden kann. Die Anwendbarkeit einer Festigkeitshypothese ist stark Bauteil- und Belastungsabhängig. Hier ist derzeit noch Forschungsbedarf gegeben.

Prüfkörper haben den Vorteil, dass sie in der Regel deutlich kostengünstiger sind als Bauteile. Solange jedoch keine allgemeingültige Festigkeitshypothese nachgewiesen wird, sind auch im Rahmen heutiger Lebensdauerprognosen experimentelle Versuchsreihen an Bauteilen unumgänglich. Um die Kosten für die Prüfung von Bauteilen gering zu halten, wird der neuartige Ansatz so aufgebaut, dass seine Kalibrierung mit möglichst wenigen experimentellen Versuchen durchgeführt wer-

den kann. Da für die Prüfung reale Bauteile herangezogen werden, ist die Verwendung einer Festigkeitshypothese für Lebensdauerprognosen mit dem neuen Ansatz nicht notwendig.

Zweitens wird in der Literatur darauf verwiesen, dass eine Übertragung von an Prüfkörpern ermittelten Werkstoffeigenschaften auf reale Bauteile nicht ohne weiteres möglich ist. Dies liegt einerseits am Herstellungsprozess [AIS96], da er sowohl bei Prüfkörpern (die im Grunde nichts anderes sind als kleine Bauteile) als auch bei realen Bauteilen zu den für makromolekulare Werkstoffe typischen anisotropen Materialeigenschaften führt. Versagt ein Prüfkörper bspw. aufgrund eines Risses, der aus einer Beeinträchtigung der Prüfkörperoberfläche durch *Schwimmhautbildung*⁹ im Herstellungsprozess resultiert, ist das Versagen nicht auf den Werkstoff zurückzuführen, sondern wird durch die Prüfkörperherstellung dominiert. Weiterhin werden das dynamische Verhalten und die Lebensdauer auch maßgeblich durch Bauteilgestalt, Belastungsart und die jeweiligen Einbaubedingungen beeinflusst [MeB93]. Beispielsweise werden die Prüfkörper in der Regel auf Zug-Druck beansprucht. In der Realität treten aber häufig keine äquidirektionalen Belastungsarten, sondern über einen Belastungszyklus variierende Belastungsrichtungen auf [KA110]. Dieser Aspekt wird bei der Belastung der Prüfkörper nicht berücksichtigt.

Das Vorgehen für die Lebensdauerprognose mit dem in dieser Forschungsarbeit entwickelten, neuartigen Ansatz ist in Abbildung 3.2 dargestellt. In einem ersten Schritt werden in Kurzzeitversuchen charakteristische Schädigungsverläufe für das betrachtete Bauteil aufgenommen. Das Prognosemodell wird anhand dieser Verläufe kalibriert und kann nachfolgend über die ebenfalls in dieser Arbeit formulierte nichtlineare Schadensakkumulation Lebensdauerprognosen berechnen. Diese können durch experimentelle Versuche verifiziert werden.

⁹ Materialaustritt zwischen zwei Hälften einer Kavität bei der Bauteilherstellung

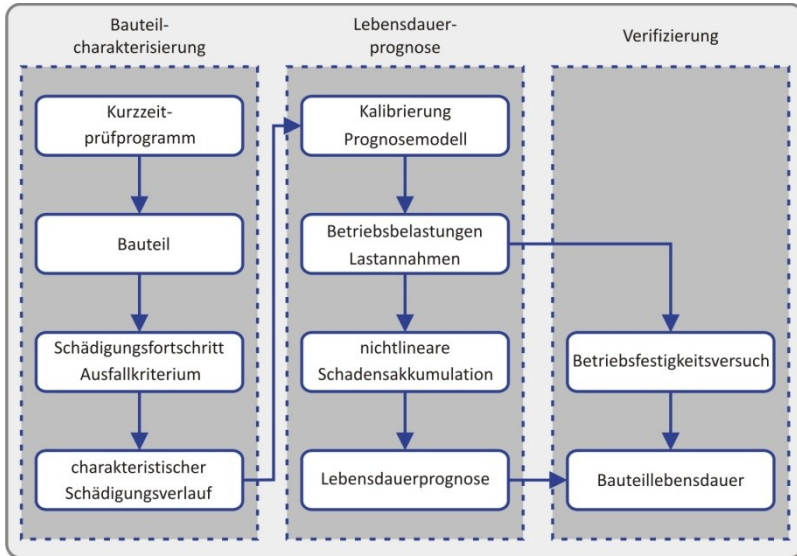


Abbildung 3.2: Lebensdauerprognose mit dem nLSAM

Zunächst wird in den folgenden Abschnitten die Herleitung des mathematischen Ansatzes zur nichtlinearen Schadensakkumulation erläutert. Nach der Darstellung der Anforderungen an das Modell werden an Probekörpern Schädigungsverläufe ermittelt. Diese werden verwendet, um die Struktur des mathematischen Ansatzes abzuleiten. Es folgen eine exemplarische Kalibrierung des erarbeiteten Ansatzes sowie der Nachweis, dass der Einfluss der Belastungsreihenfolge bei den Berechnungen berücksichtigt werden kann. In den Abschnitten 4, 5, und 6 wird das nichtlineare Schadensakkumulationsmodell (nLSAM) auf reale Bauteile (Elastomerkupplungen) angewendet und ein Kurzzeitprüfprogramm zur Kalibrierung vorgestellt.

3.1 Anforderungen an das Modell

Die Berücksichtigung elastomerspezifischer Phänomene ist obligatorisch für ein neuartiges Schadensakkumulationsmodell, welches den heutigen Modellen überlegen sein soll. Die Vielzahl voneinander abhängiger Einflussgrößen auf den Schädigungsverlauf (Temperatur, Belastungsreihenfolge, Belastungsart etc.) setzt voraus, dass bereits bei der Aufstellung der mathematischen Funktion des Modells die

Einbeziehung der Phänomene Berücksichtigung findet. Die Anforderungen an das hier zu erarbeitende Modell stellen sich wie folgt dar:

- Fähigkeit der Abbildung exponentiell ansteigender Schädigungsverläufe (typisch für Elastomere)
- Berücksichtigung des Einflusses der Reihenfolge von aufgetragenen Belastungen auf die Lebensdauer (vgl. Abschnitt 2.1.5)
- Kalibrierung des Modells anhand von gemessenen Schädigungsverläufen aus experimentellen Versuchsreihen
- Möglichst geringer experimenteller Aufwand bei der Kalibrierung des Modells (Kurzzeitprüfverfahren)
- Möglichkeit der einfachen Modellerweiterung, z.B. Ergänzung um Faktoren zur Berücksichtigung thermischer Beanspruchungen

3.2 Ermittlung von Schädigungsverläufen

Wird ein Elastomerbauteil dynamisch beansprucht, kann durch Betrachtung eines zuvor ausgewählten Schadenskriteriums ein Schädigungsanstieg über der Versuchszeit beobachtet werden. Je nach Schadenskriterium können sich die Schädigungsverläufe in ihrer Charakteristik lokal, speziell zu Beginn eines Versuchs, unterscheiden. Bei Verwendung des Schadenskriteriums *Risslänge* ist beispielsweise bis zum ersten Anriss die Schädigung konstant bei $D = 0$. Hingegen sind bei Betrachtung des Schadenskriteriums *Abfall der Steifigkeit* zu Beginn des Versuchs Steifigkeitsveränderungen sichtbar, die allerdings nicht auf fortschreitende Schädigung, sondern auf molekulare Entfestigungsvorgänge (Mullins-Effekt, Molekülmulierungen, Aufbrechen schwacher chemischer Bindungen) und Temperaturschwankungen zurückzuführen sind. Bei entsprechender Berücksichtigung dieser Eigenschaften kann allerdings in den meisten Fällen ein exponentieller Ansatz zur Beschreibung des Schädigungsverlaufs von Elastomeren für alle Ausfallkriterien angesetzt werden. Verschiedene Kriterien werden im Folgenden dargestellt.

3.2.1 Schadenskriterium *Risslänge*

Abbildung 3.3 zeigt das Fortschreiten von Rissen während einer dynamischen Beanspruchung. Eine zuvor zu definierende kritische Risslänge stellt dabei den Ausfall des Bauteils dar. Der Verlauf der Kurve *Riss 1* zeigt den für Elastomere typischen

exponentiellen Schadensfortschritt und ist bei dieser Prüfung lebensdauerbestimmend.

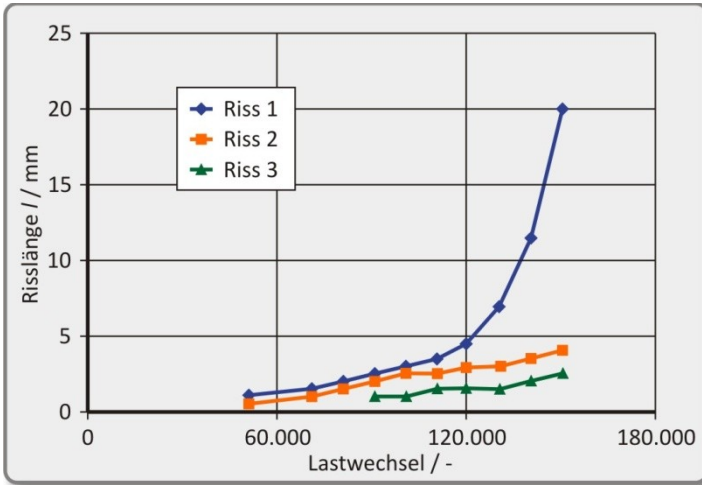


Abbildung 3.3: Typischer Risslängenverlauf nach [GSM08]

Ein solcher Schadensverlauf bedarf keiner näheren Auswertung, da das exponentielle Verhalten offensichtlich ist. Hier stellt vielmehr die messtechnische Erfassung der Risslänge(n), Risstiefe sowie die Auswertung der Versuchsergebnisse (z.B. die Auswertung bei einem Auftreten von zwei sich verbindenden Rissen) eine Herausforderung dar.

3.2.2 Schadenskriterien *Steifigkeit* und *Dämpfungsarbeit*

Bei der Verwendung einer Änderung der Steifigkeit oder der Dämpfungsarbeit als Schadenskriterium ist der Aufwand bei der Versuchsauswertung größer. Abbildung 3.4 zeigt von Wortberg und Molls [WoM05] gemessene Verläufe dieser Kriterien in normierter Darstellung.

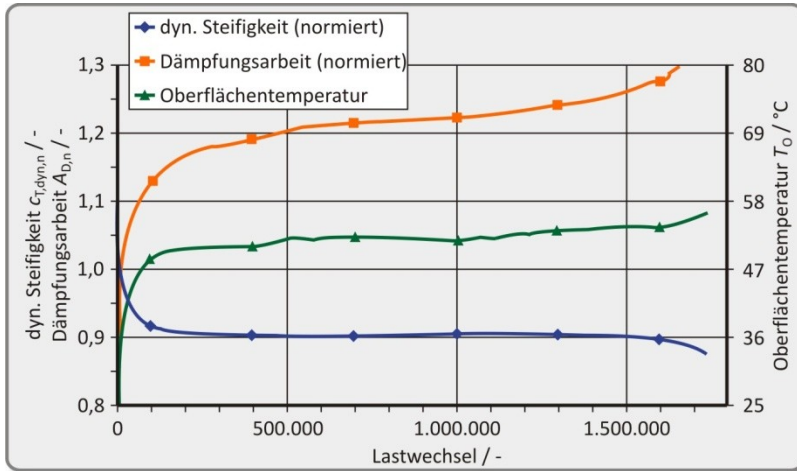


Abbildung 3.4: Typische Kennwertverläufe

An diesen Verläufen zeichnet sich die Problematik einer Einlaufphase ab. Der Wert für die normierte Dämpfungsarbeit beginnt in dieser Auswertung bei 0,9 und steigt zu Beginn sprunghaft bis zu einer Lastwechselzahl von ca. 150.000 an. Die Kurve der normierten Steifigkeit beginnt bei 1,1 und fällt zu Beginn rapide ab. Es ist eine Korrelation mit der Kurve der Temperatur zu erkennen, die ebenfalls nach 150.000 Lastwechseln in einen nahezu stationären Bereich übergeht.

Es ist nicht davon auszugehen, dass der rapide Anstieg der Dämpfungsarbeit und der Abfall der Steifigkeit zu Beginn des Versuchs eine tatsächliche Langzeitschädigung repräsentieren. Vielmehr ist es eine Einlaufphase, nach der ein, wie zu erwarten, exponentieller Verlauf des Schadenszuwachses beobachtet werden kann. Zur Auswertung von Schadensverläufen auf der Basis der globalen Ausfallkriterien muss daher immer eine Einlaufphase berücksichtigt werden. In [WoM05] wurde als Ausgangswert für die Normierung (= Referenzwert) derjenige ausgewählt, der vorlag, als sich eine stationäre Temperatur eingestellt hatte. Die direkte Anwendung dieses Vorgehens ist für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Elastomerkupplungen nicht möglich. Es wird aber in entsprechend angepasster Form übernommen, was in Abschnitt 4.4.3 näher erläutert wird.

3.3 Herleitung des mathematischen Ansatzes

Dem nicht linearen Schadensakkumulationsmodell (nLSAM) liegt ein mathematischer Ansatz zugrunde. Dieser Ansatz wird so formuliert, dass er beliebige exponentiell ansteigende Schädigungsverläufe beschreiben kann. Weiterhin müssen die Anforderungen aus Abschnitt 3.1 erfüllt werden. Zur Anwendung des nLSAM wird die Hypothese aufgestellt, dass jedes Bauteil unter dynamischer Belastung eine von der Belastungshöhe unabhängige charakteristische Form des Schädigungsverlaufs vorweist. Daher wird ein Ansatz formuliert, der über drei zu kalibrierende Parameter A , b und c verfügt. Die kalibrierten Parameter sind bauteil- und werkstoffspezifisch und sorgen dafür, dass das charakteristische Ausfallverhalten eines Bauteils nach entsprechender Kalibrierung durch den Ansatz berechnet werden kann.

3.3.1 Mathematischer Ansatz zur Schadensakkumulation

Es ist problemlos möglich, einen wie in Abbildung 3.3 (Riss 1) dargestellten Schädigungsverlauf über ein Polynom zu beschreiben. Allerdings ist eine Anforderung an den mathematischen Ansatz, dass er den Einfluss der Reihenfolge aufgebrachter Belastungen in der Berechnung berücksichtigt. Daher ist es erforderlich, bei der Berechnung eines Schädigungsanteils, den ein Lastwechsel im Bauteil verursacht, den zu diesem Zeitpunkt vorhandenen Schädigungsgrad des Bauteils bei der Berechnung einzubeziehen. Der zu einem bestimmten Zeitpunkt vorliegende Schädigungsgrad D liegt bei einem funktionsfähigen Bauteil stets zwischen *null* und *eins*, für Schädigungsgrade $D \geq 1$ gilt das Bauteil als ausgefallen. Aus diesem Grund wird der mathematische Ansatz als rekursive Summenfunktion formuliert. Weiterhin ist naheliegend, dass ein zu berechnender Schadensanteil von der auf das Bauteil wirkenden Belastungs- bzw. der daraus resultierenden Beanspruchungshöhe abhängen muss. Aus diesem Grund wird eine Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ in die mathematische Formulierung aufgenommen. Sie beschreibt die während eines betrachteten Lastwechsels i auftretende Beanspruchung. Unter bestimmten Umständen kann, wie im weiteren Verlauf dieser Arbeit, eine Belastungsamplitude als Beanspruchungsgröße eingesetzt werden. Nähere Betrachtungen hierzu sind in Abschnitt 6.2 aufgeführt.

Um verschiedene Charakteristiken von Schädigungsverläufen abbilden zu können, werden insgesamt drei zu kalibrierende Parameter A , b und c integriert. Mit Hilfe dieser Parameter kann die Charakteristik der durch das nLSAM berechneten Schädi-

gungsverläufe eingestellt werden. Da sich die Wirkungsweise einer Variation der einzelnen Parameter nicht ohne weiteres aus dem Ansatz erkennen lässt, wird hierauf im Abschnitt 3.3.2 genauer eingegangen.

Der aus den Anforderungen abgeleitete mathematische Ansatz lautet wie folgt:

$$D_N = A \cdot \prod_{i=1}^N e^{b \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^c} \quad (3.1)$$

mit

D_N : Schädigungsgrad nach N Lastwechseln

A, b, c : Zu kalibrierende Parameter

$B_{(i)}$: Beanspruchungsgröße des Lastwechsels i

i : Zählvariable (Lastwechsel)

N : Lastwechsel gesamt

Der Schädigungsgrad D setzt sich aus N Schadensanteilen zusammen, die für jeden Lastwechsel i einzeln berechnet und aufsummiert werden. Jeder zu berechnende Schadensanteil hängt von den drei zu kalibrierenden Parametern A , b und c , der Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ sowie dem beim betrachteten Lastwechsel bereits vorliegenden Schädigungsgrad D_{i-1} ab. Betrachtet man zwei aufeinander folgende Lastwechsel mit identischer Belastung, so wird für den zweiten Lastwechsel ein höherer Schadensanteil berechnet als für den ersten, da die Vorschädigung D_{i-1} beim zweiten Lastwechsel höher ist als noch beim ersten. Durch diese Abhängigkeit von der Vorschädigung ergibt sich der nichtlineare Charakter dieser Art der Schadensakkumulation.

3.3.2 Einfluss der zu kalibrierenden Parameter

Damit der Ansatz an beliebige, exponentiell steigende Schädigungsverläufe angepasst werden kann, verfügt er über die drei zu kalibrierenden Parameter A , b und c . Diese werden bei der Kalibrierung so eingestellt, dass die Charakteristik der berechneten Schädigungsverläufe der der gemessenen entspricht. Nach der Kalibrierung auf einen bestimmten Anwendungsfall werden die Parameter nicht mehr variiert. Im Folgenden wird der Einfluss eines jeden Parameters auf den berechneten Schädigungsverlauf dargestellt, um die ausgewählte Struktur des Ansatzes zu begründen. Es wird jedoch nur qualitativ gezeigt, wie jeder Parameter den berech-

neten Schädigungsverlauf beeinflusst. Im realen Berechnungsfall müssen zur Einstellung einer gewünschten Kurvencharakteristik immer alle drei Parameter gleichzeitig angepasst werden.

Parameter A:

Parameter A ist eine Skalierungsgröße. Mit ihm wird die berechnete Schadenssumme multipliziert, um die Größenordnung des Ergebnisses anzupassen. Die durch ihn beeinflusste Kurvencharakteristik ist die **Steigung** der berechneten Kurve. Um den Einfluss zu veranschaulichen, wird exemplarisch der erste Lastwechsel $i = 1$ einer Schadensberechnung betrachtet. Es gilt wegen $D_{i-1} = 0$:

$$D_1 = A \cdot e^{b \cdot B_{(1)} \cdot 0 + 1} = A \cdot e^{b \cdot B_{(1)}} \quad (3.2)$$

Das Produkt von Parameter b und Beanspruchungsgröße $B_{(1)}$ kann einen beliebigen Wert annehmen. Hat der experimentelle Versuch einen aus dem ersten Lastwechsel resultierenden Schadensanteil D_1 ergeben, kann der Parameter A so eingestellt werden, dass genau der für D_1 ermittelte Wert berechnet wird.

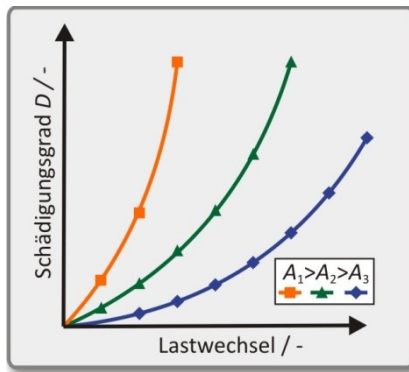


Abbildung 3.5: Variation Parameter A

Mit einem Wert von $A = 0$ würde das Modell über die gesamten Lastwechsel einen Schädigungsgrad von $D = 0$ berechnen. Alle Verläufe lägen somit unabhängig von der Belastung und den anderen Parametern auf der Abszisse. Steigende Werte für A führen zu größeren Steigungen der berechneten Schädigungsverläufe.

Parameter b :

Die Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ wird mit dem Parameter b multipliziert. Da das Produkt im Exponenten steht, kann durch Variation des Parameters b die **Spreizung** zwischen Schädigungsverläufen auf zwei verschiedenen Beanspruchungsniveaus B_1 und B_2 eingestellt werden.

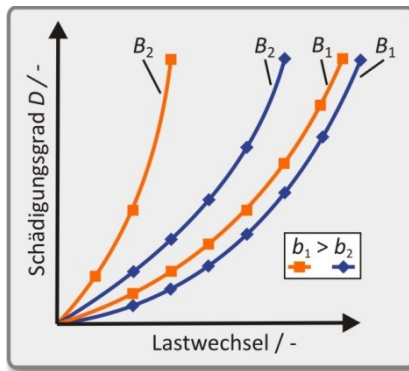
Abbildung 3.6: Variation Parameter b

Abbildung 3.6 zeigt vier Kurven. Mit Parameter b_1 wurden für die Beanspruchungen B_1 und B_2 zwei Schädigungsverläufe berechnet, die relativ weit auseinander liegen. Hat eine Messung zwei näher beieinander liegende Verläufe ergeben, so muss in diesem Fall ein kleinerer Parameter b_2 gewählt werden, um die Kurven näher zueinander zu bewegen.

Ein Wert von $b = 0$ würde bedeuten, dass jeder Summand der Summenfunktion den Wert *eins* annimmt. So berechnete Schädigungsverläufe wären also eine von der Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ unabhängige Gerade. Je größer b gewählt wird, desto mehr weicht der berechnete Schädigungsverlauf von einer Geraden ab und desto weiter liegen die Schädigungsverläufe für zwei verschiedene Beanspruchungsgrößen B_1 und B_2 auseinander.

Parameter c :

Parameter c steuert den Einfluss einer bereits vorhandenen Schädigung auf den weiteren Schädigungsverlauf. Wenn der Parameter $c = 0$ gesetzt wird, wird die Vorschädigung nicht berücksichtigt und jeder Summand der Summenfunktion ist gleich groß, solange die Beanspruchungsgröße identisch gewählt wird. Dies bedeutet, dass der berechnete Schädigungsverlauf linear verläuft. Je größer der Parameter c gewählt wird, desto abrupter kann ein plötzlicher Schädigungsanstieg abgebildet werden. Die durch Parameter c beeinflussbare Kurvencharakteristik ist somit die **Krümmung** des berechneten Schädigungsverlaufes.

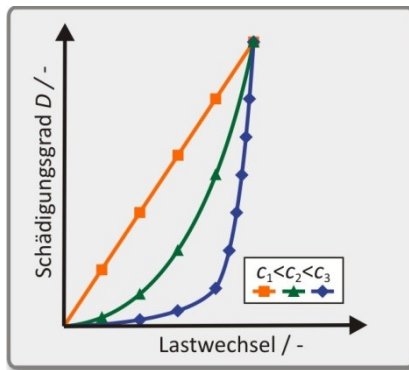


Abbildung 3.7: Variation Parameter c

Abbildung 3.7 zeigt qualitativ drei Kurven, in denen der Einfluss einer Variation von Parameter c gezeigt ist. In dieser Abbildung ist der Parameter $c_1 = 0$. Dies bedeutet, dass die Klammer im Exponenten des Ansatzes stets den Wert *eins* hat und eine Vorschädigung bei der Schadensakkumulation somit nicht berücksichtigt wird. Es resultiert eine lineare Schadensakkumulation. Je größer der Parameter c gewählt wird, desto stärker wird eine Vorschädigung gewichtet und die Krümmung des berechneten Schädigungsverlaufes nimmt zu.

3.4 Exemplarische Kalibrierung des Ansatzes

Zur Validierung des mathematischen Ansatzes wird das nLSAM auf ein als Prüfkörper dienendes Bauteil angewendet. Hierzu werden Einstufenversuche auf drei verschiedenen Lastniveaus durchgeführt. Die aus den Versuchen abgeleiteten Schädigungsverläufe dienen der Kalibrierung der Parameter A , b und c des mathematischen Ansatzes auf den betrachteten Anwendungsfall. Da die Abbildung des Einflusses der Reihenfolge aufgebrachtter Belastungen auf die Lebensdauer eines Elastomerbauteils eine entscheidende Eigenschaft des erarbeiteten Ansatzes darstellt, werden daraufhin mit Hilfe des kalibrierten Ansatzes zu erwartende Schädigungsverläufe für Versuchsführungen berechnet, die dieses Phänomen zeigen.

3.4.1 Prüfkörper

Als Prüfkörper dient eine in der Antriebstechnik standardmäßig eingesetzte Lagerbuchse (vgl. Abbildung 3.8). Lagerbuchsen dieser Art bestehen aus je einer inneren und äußeren Stahlhülse, die durch eine einvulkanisierte Elastomerschicht verbunden sind. Hierdurch ist eine Relativbewegung zwischen Innen- und Außenhülse möglich, wobei die auftretenden Kräfte durch das Elastomer übertragen werden. Lagerbuchsen können sowohl Verdrehungen als auch axiale, radiale und kardansiche Verlagerungen zwischen Innen- und Außenhülse übertragen.

Wie in der Antriebstechnik häufig der Fall (vgl. Abschnitt 2.1.1), besteht auch der Elastomerteil der verwendeten Lagerbuchse aus einer Naturkautschuk-Mischung. Sie ist mit der Härte 60 Shore A angegeben und wird dynamischen Prüfungen in axialer Richtung unterzogen.

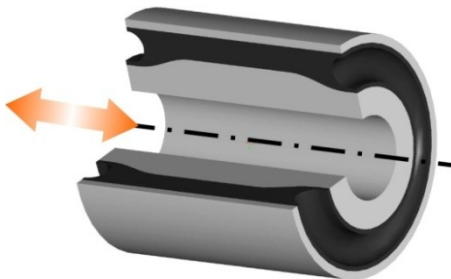


Abbildung 3.8: Im Rahmen der Modellerarbeitung geprüfte Lagerbuchse

3.4.2 Prüfaufbau

Bei den dynamischen Prüfungen kommt ein Axialprüfstand zum Einsatz. Hier wird die Außenhülse der Lagerbuchse fest eingespannt, während die Innenhülse mit einem servohydraulischen Axialzylinder verbunden wird. Über eine Regelungseinheit kann durch Ansteuerung des Zylinders in Weg- oder Kraftregelung eine Relativbewegung der Hülsen in axialer Richtung zueinander realisiert werden. Zur Ermittlung von Kennwertänderungen (Dämpfungsarbeit, Steifigkeit), aus denen Schädigungsverläufe abgeleitet werden können, werden die Signale von Kraft- und Wegsensor erfasst und ausgewertet. Weiterführend e Informationen zum Prüfaufbau können [WHS10] entnommen werden.

3.4.3 Schadenskriterium und -verläufe

Als Schadenskriterium wird gemäß der Empfehlung aus [WoM05] ein Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % gegenüber dem Ausgangswert (nach der Einlaufphase) definiert. Eine Änderung um 20 % entspricht somit einem Schädigungsgrad von $D = 1$. Wird die Dämpfungsarbeit auf ihren Ausgangswert normiert betrachtet, ist dieser Zustand bei einer normierten Dämpfungsarbeit von $A_{D,n} = 1,2$ gegeben. Um eine Datenbasis für die Kalibrierung des nLSAM zu schaffen, werden Versuche auf drei verschiedenen Lastniveaus durchgeführt. Es handelt sich um Einstufenversuche mit rein wechselnder Belastung in axialer Richtung. Abbildung 3.9 zeigt die Versuchsparameter sowie die zu beobachtende stationäre Oberflächentemperatur, die sich im Mittel bei den Versuchen einstellt.

Kraft-amplitude	Belastungs-frequenz	Oberflächen-temperatur
3.000 N	7,0 Hz	43,5°C
6.000 N	5,0 Hz	61,5°C
9.000 N	2,0 Hz	56,0°C

Abbildung 3.9: Versuchsmatrix der durchgeführten Versuche

Die in den Versuchen gemessenen Schädigungsverläufe können verwendet werden, um die Parameter A , b und c des nLSAM so anzupassen, dass der mathematische Ansatz die drei gemessenen Schädigungsverläufe abbildet.

In Abbildung 3.10 sind Oberflächentemperatur und die normierten Kennwertänderungen der Lagerbuchse für einen Versuch mit einer Axiallast von 9 kN dargestellt. Die Einlaufphase wird bei diesen Bauteilen berücksichtigt, indem als Referenzwert für die Normierung derjenige Wert von Kennwert und Steifigkeit herangezogen wird, der vorliegt, wenn die Temperatur einen annähernd stationären Zustand erreicht. Durch das Herausrechnen der Einlaufphase bei der Normierung zeigt sich zu Beginn der normierten Kennwertverläufe ein nahezu stationärer Verlauf. Durch entstehende Risse und damit verbundener Coulomb'scher Rissflächenreibung steigt die normierte Dämpfungsarbeit im Laufe der Versuchszeit exponentiell an. Die Anwendung des Zeitpunktes einer stationären Bauteiltemperatur zur Definition des Endes der Einlaufphase ist für die geprüften Lagerbuchsen somit gut vertretbar. Die gestrichelten Linien zeigen die normierten Werte für $A_{D,n} = 1$ bzw. $A_{D,n} = 1,2$, woraus sich mit dem genannten Ausfallkriterium ein Ausfall nach 120.000 Lastwechseln ergibt.

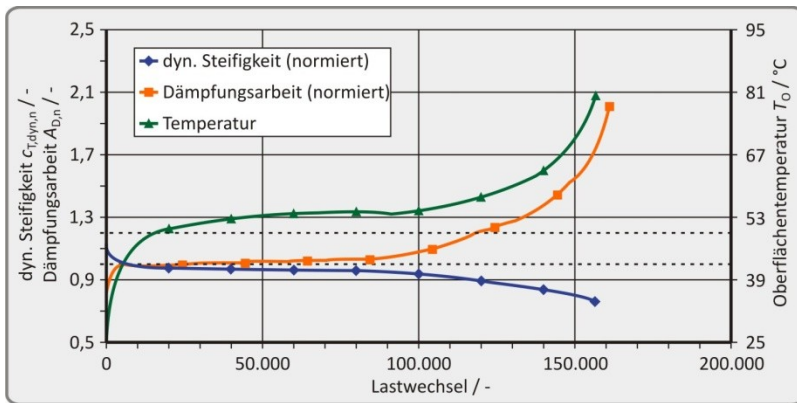


Abbildung 3.10: Schädigungsverlauf bei einer Axiallast von 9 kN

Ebenso wie für das Belastungsniveau von 9 kN werden Schädigungsverläufe für die Niveaus von 6 kN und 3 kN aufgenommen. Aus jeweils drei Kurven pro Lastniveau werden gemittelte Verläufe ermittelt, die dem nLSAM als Datenbasis für die Kalibrierung der Parameter A , b und c dienen. Abbildung 3.11 im nächsten Abschnitt zeigt die drei gemittelten Schädigungsverläufe der Lagerbuchse im Zusammenhang mit der durchgeführten Kalibrierung.

3.4.4 Kalibrierung des Ansatzes

Der Schädigungsverlauf eines Bauteils bei dynamischer Belastung hängt von einer Vielzahl an Faktoren ab. Geometrie und Werkstoff des Bauteils spielen ebenso eine Rolle wie die Art der Belastung (wechselnd, schwellend, kraftgeregelt, weggeregelt). Aus diesem Grund müssen die Parameter A , b und c des mathematischen Ansatzes für jeden neuen Anwendungsfall separat kalibriert werden. Im hier betrachteten Fall wird eine rein wechselnde Belastung kraftgeregelt in axialer Richtung auf die Innenhülse einer Lagerbuchse aufgebracht. Zur Kalibrierung des nLSAM werden Schädigungsverläufe von drei Einstufenversuchen herangezogen. Nach der Kalibrierung ist der Ansatz in der Lage, durch eine nichtlineare Schadensakkumulation die Schädigungsverläufe und Ausfallzeitpunkte für beliebige, bisher noch nicht in experimentellen Versuchen geprüfte, Belastungsniveaus zu berechnen. Da der Ansatz an kraftgeführten Versuchen mit rein wechselnder Belastung kalibriert wurde, kann er auch nur für solche Versuchsführungen Lebensdauerprognosen berechnen.

Da es in diesem Abschnitt zunächst um eine exemplarische Kalibrierung des nLSAM geht, wird an dieser Stelle die Berechnung der Schädigungsverläufe aus den Versuchsdaten nicht weiter erläutert. Eine detaillierte Betrachtung von Kennwert- und daraus abgeleiteten Schädigungsverläufen wird in Abschnitt 5 anhand der geprüften Elastomerkupplungen vorgestellt.

Zunächst werden die gemessenen Schädigungsverläufe der drei Einstufenversuche idealisiert (an einen exponentiellen Verlauf angenähert) und in einem Diagramm dargestellt. Danach folgt die Kalibrierung der Parameter A , b und c des mathematischen Ansatzes in der Art, dass durch Einsetzen der jeweils aufgetragenen Belastung (3 kN, 6 kN, 9 kN) die zugehörige gemessene Kurve möglichst exakt getroffen wird (vgl. Abschnitt 6.2). Die Parameter A , b und c werden an dieser Stelle noch manuell und iterativ ermittelt. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird die Implementierung eines 'Optimierungsalgorithmus' zur automatisierten Ermittlung der optimalen Parameter A , b und c erläutert.

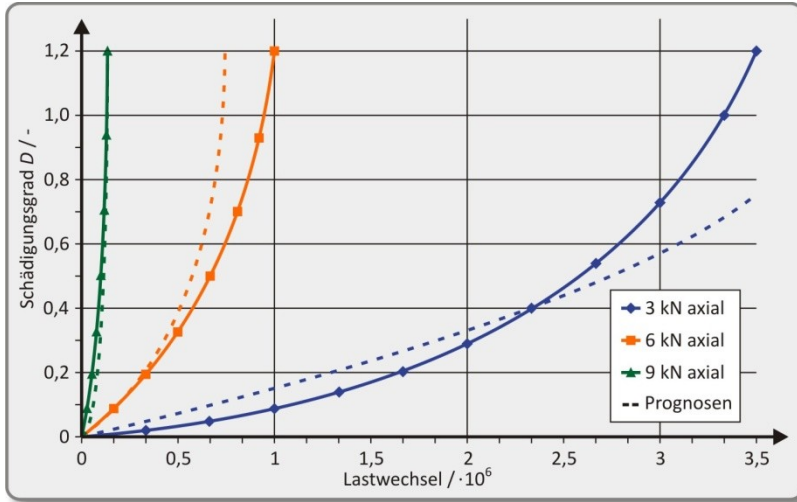


Abbildung 3.11: Gemessene und prognostizierte Schädigungsverläufe

Das Ergebnis der Kalibrierung ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Die berechneten Prognosen zeigen in horizontaler Richtung relative Abweichungen zu den gemessenen Verläufen in einer Größenordnung von maximal ca. 20 %, die aber im Hinblick auf die materialbedingt hohen zu erwartenden Streuungen akzeptabel sind. Weiterhin wird in Abschnitt 6 gezeigt, dass die später implementierte automatisierte Optimierung zu besseren Ergebnissen bei der Anpassung des mathematischen Ansatzes an gemessene Kurven führt. Die in obiger Abbildung gezeigten Prognosen wurden über den in Gleichung 3.3 gezeigten Ansatz berechnet:

$$D_N = 3,6 \cdot 10^{-8} \cdot \prod_{i=1}^N e^{0,425 \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^{1,1}} \quad (3.3)$$

Durch Einsetzen der Werte 3, 6 bzw. 9 als Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ können hiermit die in Abbildung 3.11 gezeigten Prognosen erzeugt werden. Setzt man für $B_{(i)}$ beispielsweise den Wert 4 ein, so wird ein Schädigungsverlauf für einen Einstufenversuch mit einer Belastungsamplitude von 4 kN prognostiziert. Im folgenden Abschnitt werden verschiedene Lastfolgen zur Berechnung vorgegeben, um den Einfluss der Belastungsreihenfolge auf die Berechnungsergebnisse nachzuweisen.

3.4.5 Nachweis Reihenfolgeeinfluss

Neben der Lebensdauerprognose von Einstufenversuchen können auch Schädigungsverläufe für Mehrstufenversuche berechnet werden. Hierbei findet der Einfluss der Reihenfolge von aufgetragenen Belastungen auf die Lebensdauer Berücksichtigung. Demnach muss eine niedrige Belastung gefolgt von einer höheren Belastung einen größeren Schaden verursachen, als identische Belastungen in umgekehrter Reihenfolge (vgl. Abschnitt 2.1.5). Zum Nachweis werden mit dem oben kalibrierten Ansatz Schädigungsverläufe für Versuchsführungen berechnet, die den Einfluss von auftretenden Lastspitzen am Anfang bzw. am Ende eines Versuches verdeutlichen.

In einer ersten Berechnung wird der Schädigungsverlauf für eine Versuchsführung berechnet, in der ein sich wiederholendes Lastkollektiv aus 100 Lastwechseln besteht. 98 Lastwechsel werden mit einer Axialkraft von 3 kN angenommen, die letzten zwei Lastwechsel eines jeden Kollektivs stellen Lastspitzen mit einer Axialkraft von 12 kN dar (vgl. Abbildung 3.12).

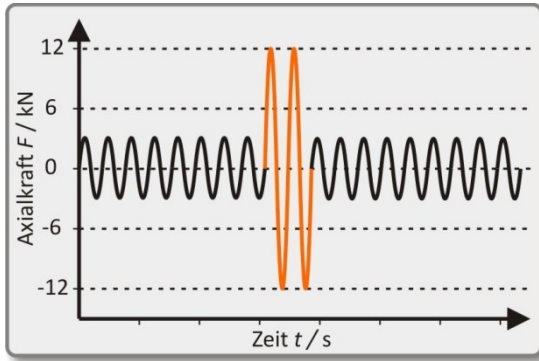


Abbildung 3.12: Lastkollektiv mit Lastspitzen

Die Erwartung ist, dass Lastspitzen gegen Ende eines Bauteillebens eine stärkere Verkürzung der Lebensdauer zur Folge haben, als gleichviele identische Lastspitzen, wenn sie ausschließlich am Anfang eines Bauteillebens aufgebracht werden. Der vom nLSAM berechnete Schädigungsverlauf für diese Versuchsführung ist in Abbildung 3.13 dargestellt:

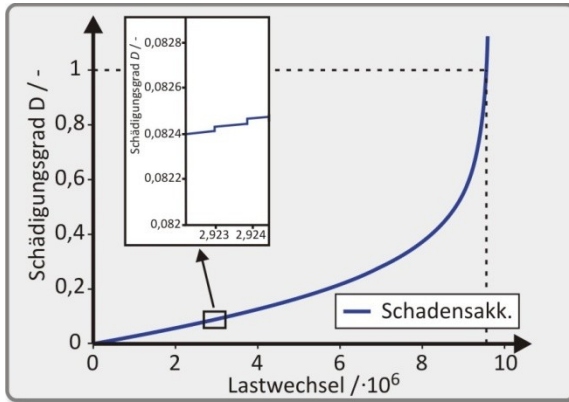


Abbildung 3.13: Berechneter Schädigungsverlauf bei Lastkollektiv 98/2

Mit dem zuvor kalibrierten Ansatz wird für dieses Kollektiv eine Lebensdauer von 949.849 Lastwechseln prognostiziert. 2 % dieser Lastwechsel waren regelmäßig verteilte Lastspitzen, was einer Anzahl von 18.998 Lastspitzen entspricht.

Um die Erwartung zu bestätigen, dass die gegen Ende des Versuchs aufgebrauchten Lastspitzen die Bauteillebensdauer verkürzen, wurden in einer zweiten Berechnung die 18.998 Lastspitzen direkt am Anfang des Versuchs in die Berechnung integriert. Es wird ein Belastungsverlauf berechnet, der aus 18.998 Lastwechseln bei 12 kN Axiallast gefolgt von Lastwechseln auf einem Niveau von 3 kN Axiallast besteht. Letzteres Belastungsniveau wird bis zum Ausfall aufgebracht. Bei einer linearen Schadensakkumulation würde exakt der identische Ausfallzeitpunkt berechnet wie bei dem Belastungskollektiv der ersten Berechnung. Mit dem nichtlinearen Schadensakkumulationsmodell wird hingegen eine deutlich längere Lebensdauer von 2.721.288 Lastwechseln berechnet. Abbildung 3.14 zeigt den steilen Anstieg der Schädigung auf einen Wert von $D = 0,21$, der aus den 18.998 aufgebrauchten Lastspitzen bei einer Axiallast von 12 kN resultiert. Die darauf folgenden Lastwechsel bei einer Axiallast von 3 kN haben erwartungsgemäß einen deutlich flacheren Verlauf zur Folge.

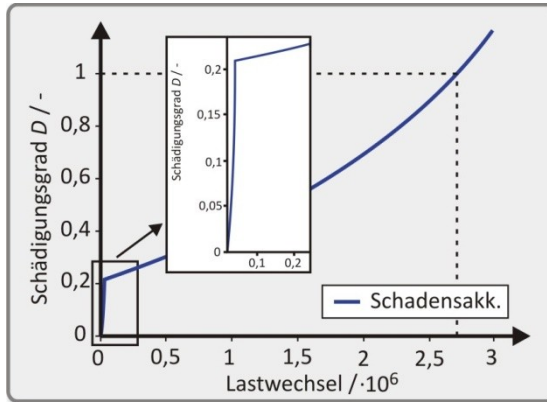


Abbildung 3.14: Berechnung mit Lastspitzen am Versuchsbeginn

Hierdurch wird gezeigt, dass Lastspitzen bei bereits fortgeschrittener Schädigung in der Berechnung einen größeren Einfluss auf die Lebensdauer haben, als Lastspitzen identischer Anzahl und Höhe, wenn sie ausschließlich zu Beginn des Bauteillebens aufgebracht werden. Diese Eigenschaft der Berechnungsergebnisse deckt sich qualitativ mit Erkenntnissen aus experimentellen Versuchsreihen an NR-Vulkanisaten (vgl. Abschnitt 2.1.5). Es ist nun möglich, dieses Phänomen in einer Schadensakkumulation zu berücksichtigen. Durch eine entsprechende Kalibrierung des nLSAM kann zudem das Ausmaß des Reihenfolgeinflusses bei der Berechnung eingestellt werden. In den folgenden Abschnitten wird das nLSAM in Verbindung mit realen Bauteilen angewendet. Hierbei wird auch die quantitative Abbildung des Reihenfolgeinflusses thematisiert. Weiterhin werden die dort durchgeführten Lebensdauerprognosen durch entsprechende Bauteilprüfungen abgesichert.

4. Prüfung elastomerer Kupplungselemente

Um den in Abschnitt 3 beschriebenen mathematischen Ansatz (nISAM) zu validieren, werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit Lebensdauerprognosen am Beispiel elastomerer Kupplungselemente berechnet und die Prognosen durch experimentelle Versuche überprüft. Der Fokus liegt dabei auf der Ermittlung einer Kalibrierungsstrategie für die Parameter A , b und c , mit der ein möglichst geringer Umfang an experimentellen Versuchen für die Lebensdauerprognose erforderlich ist. In diesem Abschnitt werden der verwendete Prüfstand, die durchgeführten Versuche sowie die Auswertung der Kennwertverläufe für die Dämpfungsarbeit dargestellt. In Abschnitt 5 werden die hier vorgestellten Ergebnisse in Schädigungsverläufe umgerechnet und diskutiert. Abschnitt 6 beinhaltet schließlich die Kalibrierung des nISAM, die Ergebnisse der durchgeführten Lebensdauerprognosen, deren Verifizierung sowie eine Diskussion verschiedener Kalibrierungsstrategien für das nISAM. In Abbildung 4.1 werden die Versuchsführungen der durchgeführten Prüfungen beschrieben. Alle Prüfungen fanden kraft geregelt bei einer Mittellast von 0 Nm statt.

Versuchsart	Prüfablauf
Einstufenversuche (ESV) - Konstante Belastungsamplitude	- drei verschiedene ESV - 500 Nm, 625 Nm und 750 Nm
Laststufenversuche (LSV) - aufeinander folgende Laststufen	Aufeinander folgend: - 11.000 LW bei 750 Nm - 50.000 LW bei 500 Nm - 625 Nm bis zum Ausfall
Lastkollektivversuche (LKV) - Wiederholung eines aus 100 LW bestehenden Lastkollektivs - zwei verschiedene Versuchsführungen	LKV 1: - 70 LW bei 500 Nm - 20 LW bei 625 Nm - 10 LW bei 750 Nm LKV 2: - 95 LW bei 500 Nm - 5 LW bei 750 Nm

Abbildung 4.1: Durchgeführte experimentelle Versuchsreihen

4.1 Prüfstands Aufbau

Obwohl Elastomerkupplungen im realen Einsatzfall in der Regel umlaufen, werden für experimentelle Versuche häufig oszillierende Prüfaufbauten verwendet. Dies führt zu einer deutlichen Reduzierung des Aufwandes bei Aufbau und Betrieb der Prüfstände. *Beitz* und *Klingenberg* beschreiben bereits in [Bei61] und [Kli77] den Einsatz oszillierender Prüfstände und halten die Abweichungen vom realen Einsatzfall für durchaus hinnehmbar. Lediglich die stationäre Kupplungstemperatur könnte im oszillierenden Fall bei identischer Dämpfungsleistung etwas höher liegen. Die bei dynamischer Belastung entstehende Wärme wird durch Strahlung, Wärmeleitung über die Prüfstandswellen und durch Konvektion abgeführt. Die Luftverwirbelungen im Umfeld der Kupplung sind im oszillierenden Betrieb geringer als im umlaufenden, weshalb die Konvektion kleiner ausfällt. Solange kritische Temperaturen nicht überschritten werden, ist dieser Umstand jedoch problemlos hinzunehmen. Daher finden die Experimente im Rahmen dieser Arbeit auf einem oszillierenden Torsionsprüfstand statt, welcher im Folgenden näher erläutert wird.

4.1.1 Hardware

In Abbildung 4.2 ist der zur Prüfung der elastischen Kupplungen verwendete Torsionsprüfstand mit den wichtigsten Komponenten dargestellt:

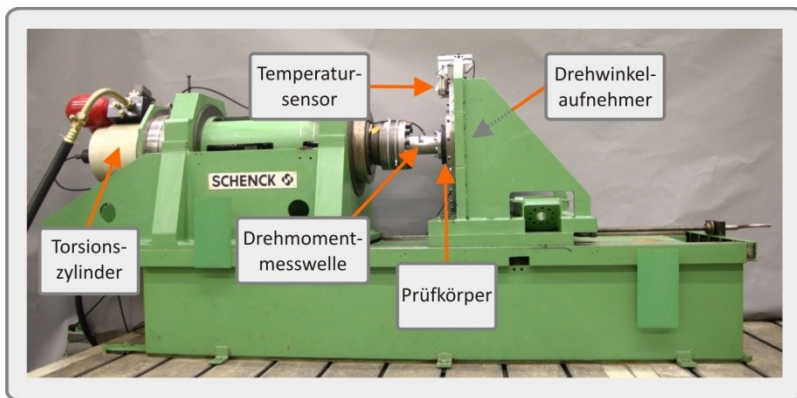


Abbildung 4.2: Prüfaufbau für die Kupplungsprüfungen

Der verwendete Prüfstand wird von einem servohydraulischen Torsionszylinder mit einem maximalen Drehmoment von $\pm 8 \text{ kNm}$ (statisch) und einer maximalen Winkelamplitude von 60° angetrieben. Das Drehmoment wird an einer direkt an der Kupplung angeflanschten Messwelle über eine DMS-Vollbrückenschaltung erfasst. Die Messwelle wird im Vorfeld der Versuche anhand eines Drehmomentmessflansches im Bereich von $\pm 2 \text{ kNm}$ statisch kalibriert. Da sich zwischen Drehmomentmesswelle und geprüfter Kupplung keine nennenswerten Massen befinden, kann von einer dynamischen Kalibrierung für die hier relevanten Frequenzen zwischen 0 Hz und 10 Hz abgesehen werden. Aufgrund der großen Entfernung zwischen dem antreibenden Torsionszylinder und der zu prüfenden Elastomerkupplung, kann die Verformung des Antriebsstrangs bei der Messwerterfassung nicht vernachlässigt werden. Um die Messergebnisse von den Einflüssen der Prüfstandssteifigkeit zu entkoppeln, wird der Drehwinkel direkt zwischen Antriebs- und Abtriebsflansch der untersuchten Kupplungen abgegriffen. Es kommt ein induktiver Drehwinkelnehmer mit einem Messbereich von $\pm 52,5^\circ$ bei einer Genauigkeit von $0,25 \%$, bezogen auf den Messbereich, zum Einsatz.

Bei allen Versuchen wird ein harmonisches Drehmomentsignal vorgegeben. Über einen Controller werden in zwei getrennten Regelkreisen Drehmomentvorgabe und Prüffrequenz geregelt (vgl. Abbildung 4.3). Die Messwerterfassung und die Berechnung der Kupplungskennwerte werden über einen separaten Messrechner realisiert.

4.1.2 Software

Die analogen Signale des Drehmoment- und Drehwinkelsensors werden einem A/D-Wandler übergeben. Die Abtastfrequenz für diese Sensoren beträgt 1.000 Hz . Die Frequenz zur Übergabe der Oberflächentemperatur des Bauteils an die Software liegt bei 1 Hz . Aus den Signalen werden kontinuierlich einzelne geschlossene Hystereseschleifen ausgewertet. Ermittelt werden die dynamische Steifigkeit $c_{T,dyn}$, die Dämpfungsarbeit A_D , die elastische Formänderungsarbeit A_{el} , die verhältnismäßige Dämpfung ψ sowie die Dämpfungsleistung P_V . Die Kennwerte können in entsprechenden Anzeigeelementen der Software abgelesen werden. Die in der Software hinterlegten Verfahren zur Kennwertermittlung werden in Abschnitt 4.2 erläutert.

4.1.3 Regelung der Dämpfungsleistung

Es existiert eine Vielzahl an Veröffentlichungen, die die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Eigenschaften und der Lebensdauer von Elastomerbauteilen behandeln, z.B. [Fla03] und [Hoe09]. Alle Untersuchungen bestätigen die hohe Temperaturabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften, selbst schon in Bereichen zwischen 20°C und 80°C Bauteiltemperatur. Um aussagekräftige und reproduzierbare Ergebnisse aus dynamischen Versuchen ableiten zu können, sollte daher die Bauteiltemperatur während der Versuche konstant gehalten werden. Ein Verfahren hierfür wird im Folgenden erläutert.

Durch die Materialdämpfung von Elastomeren wird bei jedem Belastungszyklus mechanische Arbeit in Wärme gewandelt. Diese Wärme ist proportional zum Inhalt der gemessenen Hystereseschleife und entspricht der Dämpfungsarbeit A_D . Multipliziert man die Dämpfungsarbeit mit der Belastungsfrequenz f , so erhält man die verrichtete Dämpfungsleistung P_V :

$$P_V = A_D \cdot f \quad (4.1)$$

Im Laufe eines dynamischen Versuchs stellt sich ein Gleichgewicht zwischen in das Bauteil eingebrachter Dämpfungsleistung und an die Umgebung abgegebener Wärmeleistung ein. Es resultiert eine stationäre Bauteiltemperatur, solange sich A_D , f und die Umgebungsbedingungen (z.B. Umgebungstemperatur, Luftströmungen) nicht verändern. Im Laufe eines Versuchs kann sich die Dämpfungsarbeit jedoch durch fortschreitende Bauteilschädigung oder den Sprung auf höhere/niedrigere Belastungsniveaus mitunter stark verändern. In diesem Fall kann die Dämpfungsleistung und somit die Bauteiltemperatur nur über eine Anpassung der Belastungsfrequenz konstant gehalten werden. Dies wurde bisher, wenn überhaupt, nur manuell durchgeführt [MeB93].

Zur Realisierung einer über die Versuchszeit konstanten Bauteiltemperatur muss die Dämpfungsleistung – das Produkt aus Dämpfungsarbeit und Frequenz – konstant gehalten werden. In länger zurückliegenden Arbeiten wurde die Dämpfungsleistung bei Vernachlässigung der Energiedissipation der antreibenden Elemente z.B. über die Stromaufnahme eines Antriebsmotors ermittelt [Bei61]. Dieses Verfahren ist jedoch sehr träge und ungenau. Weiterhin besteht die Möglichkeit, die Dämpfungsleistung direkt aus den gemessenen Kennwerten zu berechnen [Vul11]:

$$P_V = \frac{\pi \cdot \psi}{4\pi^2 \cdot \psi^2} \cdot \frac{T_W^2 \cdot \omega}{c_{T,dyn}} \quad (4.2)$$

Bei diesem Vorgehen kann die Dämpfungsleistung zwar über Umwege ermittelt werden, das Ergebnis ist jedoch direkt mit der Genauigkeit der ermittelten Kennwerte verknüpft. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche wird eine direkte Bestimmung der Dämpfungsleistung aus den gemessenen Hystereseschleifen und der dazugehörigen Frequenz realisiert. Eine kontinuierliche Online-Erfassung der Dämpfungsarbeit ist hierfür obligatorisch und wird daher am verwendeten Prüfstand eingerichtet. Nähere Erläuterungen hierzu sind in Abschnitt 4.2 zu finden. Weiterhin wird neben dem Regelkreis zum Aufbringen einer Drehmoment- bzw. Drehwinkelamplitude noch ein zweiter Regelkreis zur Regelung der Dämpfungsleistung eingerichtet. Die Arbeitsweise der beiden interagierenden Regelkreise zeigt die folgende Abbildung:

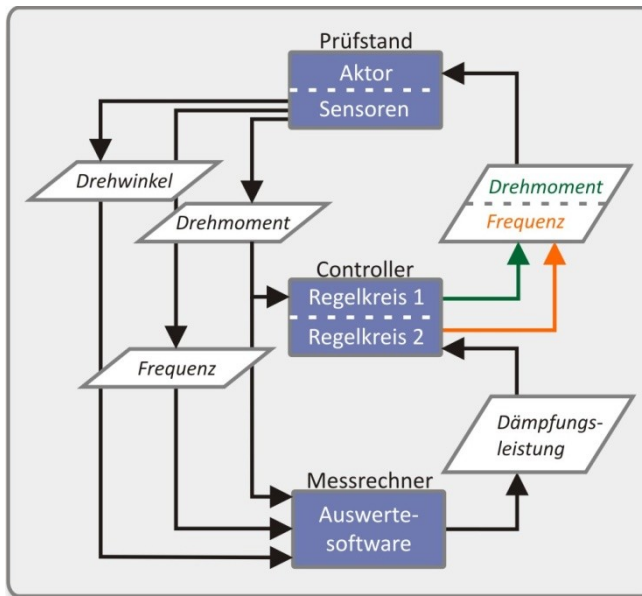


Abbildung 4.3: Anordnung der zwei Regelkreise

Regelkreis 1:

Es wird ein harmonisches Drehmomentsignal (grün) vorgegeben, welches über einen servohydraulischen Zylinder auf das geprüfte Bauteil aufgebracht wird. Bei sonst üblichen dynamischen Prüfungen wird an dieser Stelle auch die Belastungsfrequenz vorgegeben. Diese ist dann in der Regel während der gesamten Versuchsdauer konstant oder muss manuell nachgeregelt werden. Da bei den Prüfungen im Rahmen dieser Arbeit über die Frequenz eine konstante Dämpfungsleistung eingeregelt wird, muss diese in einem separaten Regelkreis berechnet und dem Regelkreis 1 übergeben werden.

Regelkreis 2:

Sollwertvorgabe dieses Regelkreises ist eine gewünschte einzubringende Dämpfungsleistung. Diese kann im Vorfeld eines Versuchs im Controller hinterlegt werden. Die Prüffrequenz ist die Stellgröße dieses Regelkreises. Die in jedem Zyklus des aufgetragenen Drehmomentsignals verrichtete Dämpfungsarbeit wird kontinuierlich im Messrechner ermittelt und mit der aktuellen Belastungsfrequenz multipliziert. Die so ermittelte Dämpfungsleistung wird dem Controller übergeben, der sie mit dem Sollwert abgleicht und eine dementsprechend variierte Belastungsfrequenz an den Regelkreis 1 übergibt. Auf diese Weise wird stets eine konstante Dämpfungsleistung sichergestellt, die exakt der Sollwertvorgabe entspricht.

Findet beispielsweise im Regelkreis 1 ein sprunghafter Anstieg der Drehmomentamplitude statt (z.B. im Laststeigerungsversuch), erhöht sich die Dämpfungsarbeit ebenso sprunghaft. Bei gleichbleibender Prüffrequenz würde ein deutlicher Anstieg der Bauteiltemperatur die Folge sein. Als Reaktion auf die höhere Dämpfungsarbeit wird jedoch im zweiten Regelkreis eine entsprechend kleinere Prüffrequenz ermittelt, die wiederum an den ersten Regelkreis zur Vorgabe an den servohydraulischen Zylinder übergeben wird. Es stellt sich auf dem neuen Lastniveau die gleiche eingebrachte Dämpfungsleistung ein, wie auf der vorigen Laststufe. Abbildung 4.4 zeigt drei Laststufensprünge unter Einsatz der geregelten Dämpfungsleistung.

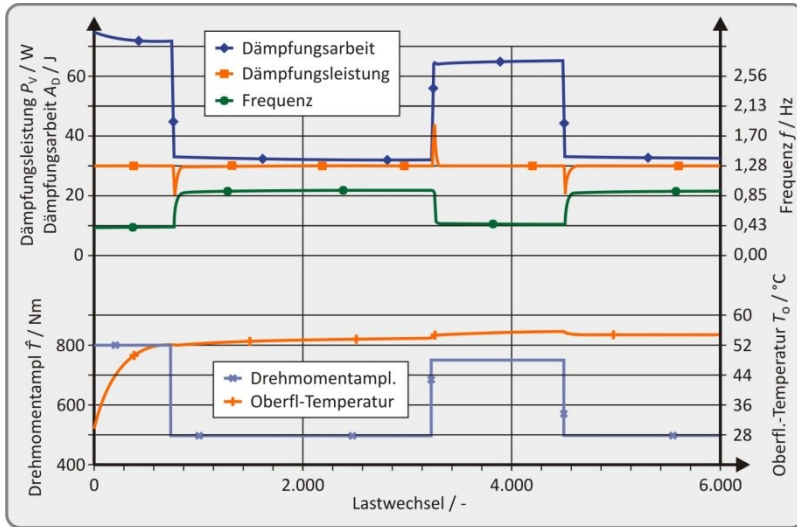


Abbildung 4.4: Reaktion der Versuchsparameter bei Laststufensprüngen

Es ist zu erkennen, wie sich die verrichtete Dämpfungsarbeit bei einem Laststufensprung auf ein deutlich anderes Niveau verlagert. Hieraus resultiert kurzzeitig ein Peak im Signal der Dämpfungsleistung. Der zweite Regelkreis reagiert auf diese Abweichung vom Sollwert (in diesem Fall 30 W) durch eine Anpassung der Frequenz, wodurch die eingebrachte Dämpfungsleistung innerhalb kurzer Zeit wieder auf ihren Sollwert eingeregelt wird.

Die Regelung der Dämpfungsleistung birgt einen entscheidenden Vorteil: Es ist möglich über FEM-Simulationen zu ermitteln, bei welcher Dämpfungsleistung eine gewünschte Bauteiltemperatur im Versuch erreicht wird. Die berechnete Dämpfungsleistung lässt sich dann durch das hier vorgestellte Verfahren einregeln. Beliebige Bauteile können mit beliebigen Belastungen beaufschlagt werden, ohne dass im Vorfeld zeit- und kostenintensive Vorversuche notwendig sind, in denen bisher eine passende Kombination aus Belastung, Frequenz und sich einstellender Bauteiltemperatur ermittelt werden musste.

Weiterhin ist es möglich, in Langzeitversuchen auch bei fortschreitender Schädigung eine konstante Bauteiltemperatur zu gewährleisten. Im Verlauf einer Langzeitprüfung steigt die Dämpfungsarbeit pro Zyklus in der Regel an, weshalb bei konstanter Frequenz eine erhöhte Bauteiltemperatur resultiert. Mit dem hier vorgestellten Verfahren kann ein Schädigungsverlauf oder das Langzeitverhalten von Bauteilkennwerten von den Einflüssen einer schwankenden Bauteiltemperatur entkoppelt aufgenommen werden.

4.2 Kennwertermittlung

Im Rahmen der Versuche werden die Kupplungskennwerte online ausgewertet. Im Folgenden die Messung der wichtigsten Kennwerte erläutert. Ebenso wird diskutiert, welche Abweichungen bei der Ermittlung der Kennwerte zu erwarten sind, wenn die in Abschnitt 2.3 beschriebenen verschiedenen Verfahren angewendet werden.

4.2.1 Dämpfungsarbeit

Die Messwerte von Drehmoment- und Drehwinkelsensor werden mit einer Frequenz von 1.000 Hz erfasst. Da die maximal zulässige Prüffrequenz im Rahmen dieser Arbeit 10 Hz beträgt, wird eine gemessene Hystereseschleife von mindestens 100 Messpunkten beschrieben. Dies ist eine ausreichende Anzahl, um den Inhalt der Schleife durch numerische Annäherung berechnen zu können. Dies geschieht, indem zwischen jeweils zwei Messpunkten mit Hilfe der Sehnen-trapezformel die Teilflächen unter der Schleife berechnet werden. Mit Hilfe der Gleichung 4.3 werden alle Flächen unter dem aufsteigenden Ast einer Hystereseschleife *positiv* (blau) und unter dem absteigenden Ast *negativ* (rot) berechnet. Durch das Aufsummieren bleibt nur noch der Inhalt der Schleife und somit die gesuchte Größe der Dämpfungsarbeit A_D übrig.

$$A_D = \sum_{i=0}^{n-1} T_i \cdot \varphi_{i+1} - \varphi_i + \frac{T_{i+1} - T_i}{2} \cdot \varphi_{i+1} - \varphi_i \quad (4.3)$$

Das oben beschriebene Verfahren wird in Abbildung 4.5 veranschaulicht, wobei jeweils für den aufsteigenden- und den absteigenden Schleifenteil eine exemplarische Teilfläche dargestellt wird.

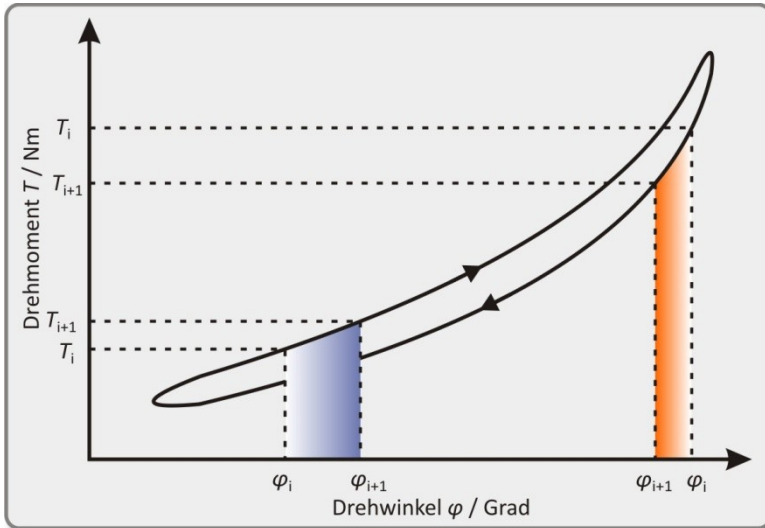


Abbildung 4.5: Anwendung der Sehnentrapezformel

Die Software berechnet kontinuierlich die verrichtete Dämpfungsarbeit, die somit während des Versuchs überwacht werden kann. In frei auswählbaren Zeitabständen (standardmäßig alle vier Sekunden) wird eine geschlossene Hystereseschleife ausgewertet und die im betrachteten Lastzyklus verrichtete Dämpfungsarbeit angezeigt.

4.2.2 Dynamische Steifigkeit

Die Ermittlung der dynamischen Steifigkeit ist insofern eine Herausforderung, dass in der Literatur vier verschiedene Verfahren für ihre Ableitung aus gemessenen Hystereseschleifen angegeben werden (siehe Abbildung 2.14). Käsler nennt in [Käs97] das Verfahren der *harmonischen Balance* das einzige physikalisch fundierte Verfahren. Er weist bei einer stark nichtlinearen Hystereseschleife Abweichungen bis zu 25 % zwischen den mittels harmonischer Balance und den mit anderen Verfahren berechneten dynamischen Steifigkeiten nach. Die Auswertesoftware ermittelt aus den gemessenen Hystereseschleifen die dynamische Steifigkeit gemäß allen in Abschnitt 2.3.2 beschriebenen Verfahren. So ist es möglich, die Abweichungen

zwischen den einzelnen Verfahren für die im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Elastomerkupplung bei verschiedenen Lastfällen zu ermitteln. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden in Abschnitt 4.2.4 diskutiert.

In der *DIN 740-2* [DIN86] wird für Elastomerkupplungen mit nahezu linearer mittlerer Federkennlinie das Verfahren der Endpunktlinearisierung empfohlen. Diese Voraussetzung ist bei den geprüften Kupplungselementen gegeben. Aufgrund seiner weit verbreiteten Anwendung in der Praxis und der prüftechnisch einfachen Realisierbarkeit wird dieser Empfehlung entsprochen und alle Auswertungen der Steifigkeit basieren im Rahmen dieser Arbeit auf dem Verfahren der Endpunktlinearisierung.

4.2.3 Elastische Formänderungsarbeit

Wie in Abschnitt 2.3.3 erläutert, ist die Bestimmung des Arbeitspunktes P der schwierigste Teil bei der Berechnung der elastischen Formänderungsarbeit A_{el} von nichtlinearen Hystereseschleifen. In der Auswertesoftware wird der Arbeitspunkt ermittelt, indem zunächst die mittlere Federkennlinie $y \propto \varphi$ gemäß Gleichung 2.22 bestimmt wird. Die Federkennlinie liegt dann in der Software in Form von Wertepaaren, bestehend aus Drehmoment- und Drehwinkelwerten, vor. Für jeden Punkt der mittleren Drehfederkennlinie wird die elastische Formänderungsarbeit A_{el} sowohl zur linken als auch zur rechten Seite hin berechnet (vgl. Abbildung 2.19). Der Punkt, an dem die Differenz zwischen den beiden berechneten elastischen Formänderungsarbeiten vernachlässigbar klein ist, ist der Arbeitspunkt P und die elastische Formänderungsarbeit kann abgelesen werden. Mit diesem Verfahren kann A_{el} auch für deutlich nichtlineare Hystereseschleifen korrekt bestimmt werden.

4.2.4 Vergleich verschiedener Auswerteverfahren

Zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit von Elastomerkupplungen existieren die in Abschnitt 2.3.2 beschriebenen Verfahren. Das Verfahren der harmonischen Balance ist für Elastomerkupplungen mit nichtlinearer Federkennlinie aus genannten Gründen das vorzugsweise einzusetzende Verfahren. Aufgrund der nahezu linearen Federkennlinie der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Elastomerkupplungen werden die Auswertungen über das Verfahren der Endpunktlinearisierung vorgenommen. Um dieses Vorgehen abzusichern, wird die dynamische Steifigkeit

für verschiedene Betriebspunkte mit den gängigen Verfahren ausgewertet. Auf diese Weise können die Abweichungen der ermittelten Steifigkeiten von der über die harmonische Balance berechneten untereinander verglichen und bewertet werden.

In Abbildung 4.6 sind die relativen Abweichungen der mit den Verfahren *Endpunktlinearisierung*, *lineare Regression* und *Energiegleichgewicht* berechneten dynamischen Steifigkeiten von der über die *harmonische Balance* berechneten dynamischen Steifigkeit dargestellt. Die Belastungsamplitude beträgt bei jedem Messpunkt 400 Nm, das Ober-Unterlastverhältnis wird variiert.

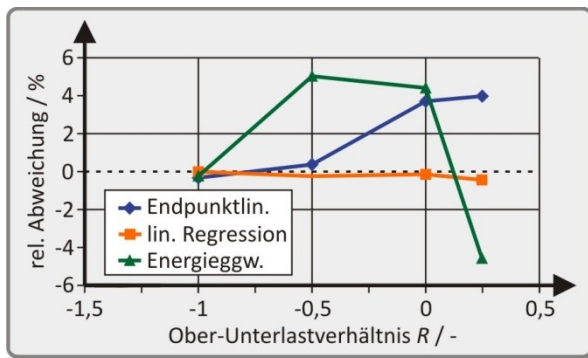


Abbildung 4.6: Relative Abweichungen zur harmonischen Balance

Alle Versuche im Rahmen dieser Arbeit finden bei wechselnder Belastung ($R = -1$) statt. An diesem Punkt stimmen die berechneten dynamischen Steifigkeiten aller Verfahren sehr gut überein. Das Verfahren der linearen Regression zeigt über alle Messpunkte hinweg die geringsten relativen Abweichungen zur harmonischen Balance. Die größten Streuungen liegen bei den nach dem Energiegleichgewicht berechneten Steifigkeiten vor. Die relative Abweichung der über die Endpunktlinearisierung berechneten Steifigkeit nimmt mit steigendem Ober-Unterlastverhältnis zu, allerdings wird eine relative Abweichung von 4 % in keinem Fall überschritten.

Da bei den Versuchen dieser Arbeit das Ober-Unterlastverhältnis stets $R = -1$ beträgt, muss weiterhin überprüft werden, ob die geringe relative Abweichung zwischen den über die verschiedenen Verfahren berechneten Steifigkeiten auch bei

anderen als der oben gezeigten Belastungsamplitude von 400 Nm vorliegt. In Abbildung 4.7 sind daher für das Ober-Unterlastverhältnis von $R = -1$ die relativen Abweichungen der berechneten Steifigkeiten zur harmonischen Balance bei variierender Belastungsamplitude dargestellt.

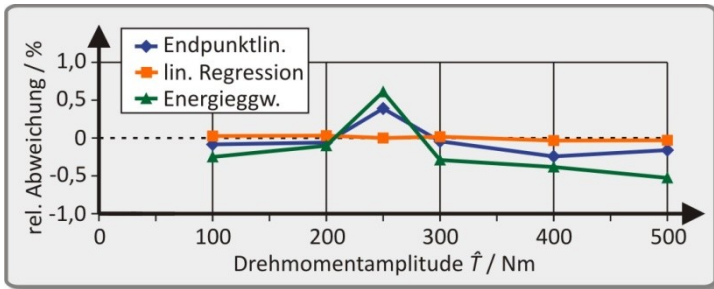


Abbildung 4.7: Relative Abweichungen bei variierter Amplitude

Die Auswertung der durchgeführten Versuche ergibt, dass alle Abweichungen von der mittels harmonischer Balance berechneten Steifigkeit unter 1 % liegen. Eine Abweichung dieser Größenordnung kann auf die Messtoleranzen des Drehmoment- und Drehwinkelsensors zurückgeführt werden, weshalb sie vernachlässigbar ist. Die Auswertung der dynamischen Steifigkeit nach dem Verfahren der Endpunktlinearisierung ist im Rahmen dieser Arbeit daher zulässig.

4.3 Geprüfte Kupplungselemente

Bei den verwendeten Bauteilen handelt es sich um die elastischen Elemente einer Vorschaltkupplung für Gelenkwellen. Wird eine Gelenkwelle ungleichförmig (z.B. von einem Dieselmotor) angetrieben, ist eine solche Kupplung vorzusehen, um Resonanzen zu verlagern und Drehschwingungen zu dämpfen. Hierdurch werden sowohl die Gelenkwelle als auch die angetriebenen Maschinen vor unzulässig hohen Schwingungsbeanspruchungen geschützt. Abbildung 4.8 zeigt eine den geprüften Elementen ähnliche Kupplung mit angeflanschter Gelenkwelle.

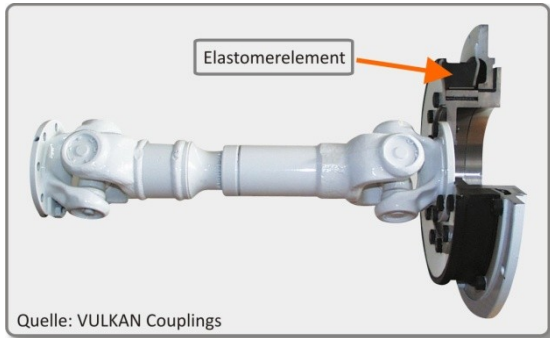


Abbildung 4.8: Gelenkwellen Vorschaltkupplung

Die geprüften Elemente bestehen aus einem NR-Vulkanisat, sind für ein Nenn-drehmoment von $T_{KN} = 500 \text{ Nm}$ ausgelegt und zeichnen sich durch eine nahezu lineare mittlere Federkennlinie aus.

4.4 Temperaturentwicklung

Gerade bei der dynamischen Prüfung von Bauteilen muss die Temperaturentwicklung stets berücksichtigt werden. Bei kleinen Prüfkörpern mit verhältnismäßig geringen Wandstärken kann die entstehende Wärme (vgl. Abschnitt 2.1.3) gut an die Umgebung abgeführt werden. Bauteile hingegen besitzen häufig größere Wandstärken, was aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit von Elastomeren dazu führt, dass die Temperaturentwicklung deutlich ausgeprägter ist als dies bei Prüfkörpern der Fall ist. Die Kenntnis der zeitlichen und räumlichen Temperaturverteilung im Bauteil ist aus verschiedenen Gründen von entscheidender Bedeutung:

Für jeden Elastomerwerkstoff gibt es eine **maximale Einsatztemperatur**. Aufgrund des Bestrebens nach möglichst kurzen Prüfzeiten, werden die Prüfparameter *Lastamplitude* und *Belastungsfrequenz* oft so eingestellt, dass sich der Werkstoff deutlich erwärmt. Hierbei ist darauf zu achten, dass sich auch im Inneren des Bauteils keine Temperatur entwickelt, die die maximale Einsatztemperatur des Werkstoffes dauerhaft überschreitet. Dies wird durch Vorversuche oder Simulationen abgesichert, in denen die maximal ertragbare Dämpfungsleistung ermittelt wird, bei der auch im Inneren des Bauteils an keiner Stelle eine kritische Temperatur erreicht wird.

Weiterhin ändern sich die **mechanischen Eigenschaften** von Elastomeren bei nicht-stationären Temperaturen. Da in dieser Arbeit die Änderung von mechanischen Eigenschaften bzw. Kennwerten zur Untersuchung eines Schädigungsfortschritts dient, kann dies erst nach dem Erreichen einer stationären Temperatur erfolgen.

Es wird daher zunächst untersucht, bei welcher Dämpfungsleistung die geplanten Versuche stattfinden können, ohne dass die vom Hersteller angegebene maximal zulässige Temperatur von 80°C im Innern des Bauteils überschritten wird. Daraufhin folgen Vorversuche, um zu ermitteln, wann sich durch Einbringung der ausgewählten Dämpfungsleistung eine stationäre Bauteiltemperatur einstellt. Dieser Zeitpunkt wird herangezogen, um das Ende der in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Einlaufphase der Versuche zu berechnen.

4.4.1 Temperaturverteilung

Die Messung der Kerntemperatur der Kupplung kann nur durch das Einführen eines Sensors in das Material erfolgen. Die hierfür notwendige Bohrung stellt eine Fehlstelle dar, von der aus in dynamischen Langzeitversuchen mit beschleunigtem Risswachstum zu rechnen ist. Die ermittelte Lebensdauer wird hierdurch negativ beeinflusst und somit verfälscht. Aus diesem Grund werden vor den Lebensdauerversuchen Vorversuche durchgeführt. Im Rahmen dieser Vorversuche werden sowohl Kern- als auch Oberflächentemperatur des geprüften Bauteils gemessen. Aus den Messdaten kann daraufhin ein Zusammenhang zwischen der einfach messbaren Oberflächentemperatur und der nur durch das Einbringen eines Sensors in den Werkstoff erfassbaren Kerntemperatur des Bauteils abgeleitet werden. Durch das Einstellen verschiedener Prüfbedingungen (Belastungsamplitude und Prüffrequenz) wird untersucht, welche Bauteiltemperatur einer bestimmten eingestellten Dämpfungsleistung zuzuordnen ist. Abbildung 4.9 zeigt ein Diagramm, in dem die stationäre Oberflächen- und Kerntemperatur des Bauteils bei variierten Dämpfungsleistungen aufgetragen sind. Die Umgebungstemperatur bei den Messungen beträgt $22,5^{\circ}\text{C}$.

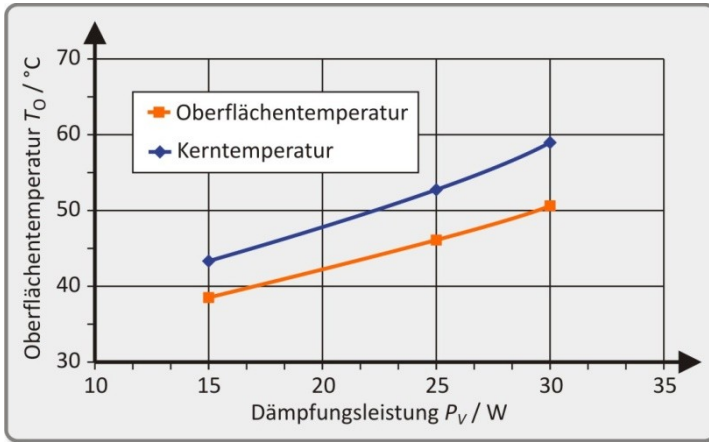


Abbildung 4.9: Verhalten von Kern- und Oberflächentemperatur

Die Messung der Oberflächentemperatur geschieht berührungslos mittels eines Infrarot-Temperaturmesssystems. Die Kerntemperatur wird über ein Mantelthermoelement erfasst, welches an den „Hot-Spot“¹⁰ im Innern des Bauteils geführt wird.

Die Untersuchungen zeigen, dass Kern- und Oberflächentemperatur bei einer Dämpfungsleistung von 15 Watt um ca. 5 Kelvin verschieden sind, die Spreizung aber mit zunehmender Leistung größer wird. Da sich das vom Hersteller angegebene Nenndrehmoment der geprüften Elemente (500 Nm) auf eine Oberflächentemperatur von 50°C bezieht, wird für alle durchzuführenden Versuche eine konstante Dämpfungsleistung von 30 Watt eingestellt. Hierdurch ergibt sich eine Oberflächentemperatur von knapp 51°C. Die Kerntemperatur von knapp 60°C bei dieser Dämpfungsleistung liegt in einem sicheren Bereich, so dass selbst dann keine kritische Kerntemperatur zu erwarten ist, wenn das Mantelthermoelement den „Hot Spot“ nicht exakt getroffen hat.

¹⁰ Die Lage des „Hot Spots“ wurde im Vorfeld durch Simulationen ermittelt.

4.4.2 Anlaufkurven mit konstanter Dämpfungsleistung

Aufgrund der Erkenntnisse aus den Vorversuchen werden die Prüfparameter in allen dynamischen Versuchen so eingestellt, dass die Dämpfungsleistung 30 Watt beträgt. Für die Auswertung der Versuche ist von entscheidender Bedeutung, nach welcher Zeit bzw. nach wie vielen Lastwechseln sich bei dieser Dämpfungsleistung eine stationäre Bauteiltemperatur einstellt. Hieraus wird über diverse Zwischenschritte die Länge der Einlaufphase der Versuche berechnet (vgl. Abschnitt 4.4.3). Um die Unabhängigkeit der Temperaturentwicklung von der Belastungshöhe nachzuweisen, werden Temperaturanlaufkurven bei verschiedenen Belastungsniveaus, aber stets identischer Dämpfungsleistung von 30 Watt, aufgenommen und ausgewertet. Das Ergebnis zeigt Abbildung 4.10.

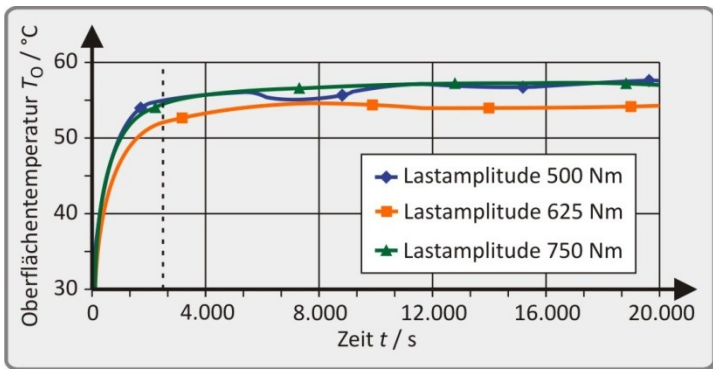


Abbildung 4.10: Temperaturanlaufkurven bei 30 Watt Dämpfungsleistung

Es ist zu erkennen, dass, unabhängig von der Belastungsamplitude, nach 2.500 Sekunden (gestrichelte Linie) eine Oberflächentemperatur erreicht wird, die sich im weiteren Verlauf um nicht mehr als 2,5 Kelvin ändert. Da die drei Kurven nicht am selben Tag aufgenommen wurden, unterscheiden sich die Umgebungsbedingungen. Hieraus resultiert der Offset der Kurve aus dem Versuch mit 625 Nm gegenüber den anderen Kurven.

4.4.3 Berücksichtigung der Einlaufphase

In [WoM05] wird gezeigt, dass die Anwendung der Ausfallkriterien *Anstieg der Dämpfungsarbeit* und *Abfall der Steifigkeit* nur sinnvoll ist, wenn der jeweilige Referenzwert, auf den die Änderung bezogen wird, bei Erreichen einer stationären Bauteiltemperatur erfasst wird. Während die Bauteiltemperatur zu Beginn eines dynamischen Versuchs ansteigt, schwanken diese Kennwerte stark und können keine Referenz darstellen. Dieses Vorgehen ist für die in Abschnitt 3 betrachteten Lagerbuchsen zwar anwendbar, für die hier geprüften Elastomerkupplungen muss jedoch ein anderes Vorgehen hergeleitet werden. Bereits die ersten Versuche zeigen, dass selbst nach Erreichen einer stationären Bauteiltemperatur noch ein nicht auf Langzeitschädigungen zurückzuführender Anstieg der Dämpfungsarbeit zu beobachten ist. Aus der Untersuchung dieses Phänomens auf verschiedenen Belastungsniveaus kann folgendes Vorgehen für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Auswertungen abgeleitet werden:

Die Einlaufphase ist beendet, wenn 10 % der Lastwechsel vollzogen wurden, die bei Verwendung des Zeitpunktes einer stationären Temperatur als Referenzzeitpunkt den Bauteilausfall hervorgerufen hätten.

Für die Anwendung bedeutet dies, dass zunächst der Wert der Dämpfungsarbeit nach 2.500 Sekunden Versuchszeit (stationäre Temperatur) als vorläufiger Referenzwert verwendet wird. Von den mit diesem vorläufigen Referenzwert ermittelten Lastwechseln bis zum Bauteilausfall werden 10 % berechnet. Nach dieser Lastwechselzahl, von Versuchsbeginn an gemessen, wird der neue Referenzwert abgelesen. Das Vorgehen wird in Abbildung 4.11 am Beispiel eines Einstufenversuchs bei rein wechselnder Belastung mit 500 Nm Lastamplitude veranschaulicht. Bei diesem Versuch kann nach 2.500 Sekunden eine Dämpfungsarbeit von $A_D = 30,46 \text{ J}$ abgelesen werden. Bei Verwendung dieses vorläufigen Referenzwertes ergibt sich der in Abbildung 4.11 dargestellte Schädigungsverlauf *Dämpfungsarbeit*.

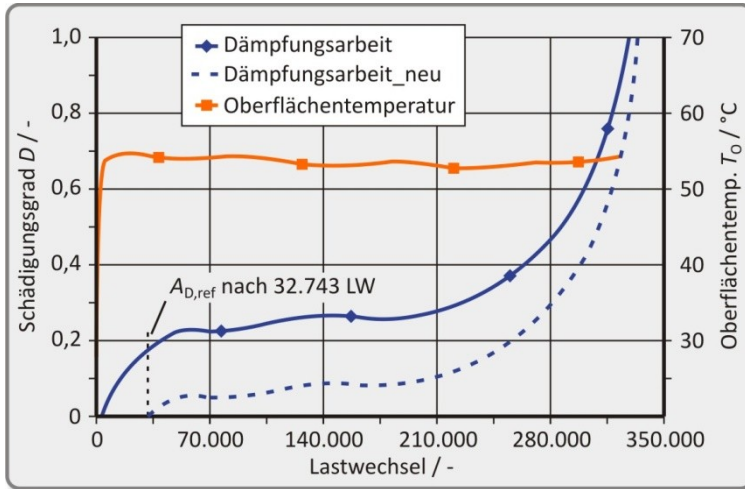


Abbildung 4.11: Berücksichtigung der Einlaufphase

Die Kurve *Dämpfungsarbeit* der obigen Abbildung entspricht somit dem Vorgehen nach [WoM05] (Referenzwert nach 2.500 Sekunden abgelesen), wobei deutlich zu erkennen ist, dass dieses Verfahren für die betrachteten Bauteile nicht anzuwenden ist. Selbst nachdem sich ein stationärer Temperaturzustand eingestellt hat, ist das Plateau des Schädigungsverlaufes noch nicht erreicht. Ein Ausfall des Bauteils ($D = 1$) kann bei Verwendung des vorläufigen Referenzwertes nach 327.430 Lastwechseln beobachtet werden. Das im Rahmen dieser Arbeit angewendete Verfahren sieht vor, dass die Kennwertänderung während der ersten 10 % dieser Lastwechsel unberücksichtigt bleibt. Dies bedeutet, dass der Referenzwert $A_{D,ref}$ nach 32.743 Lastwechseln abzulesen ist. Dieser Wert beträgt bei diesem Versuch 31,57 J. Durch Verwendung des neuen Referenzwertes ergibt sich der Schädigungsverlauf *Dämpfungsarbeit_neu*, wobei hier auf den ersten Blick der typische, exponentielle Verlauf zu erkennen ist. Eine Änderung der Dämpfungsarbeit um 20 % gegenüber dem Referenzwert liegt nach 334.147 LW vor. Das Verfahren kann auch auf Versuche anderer Lastniveaus angewendet. Es führt unabhängig von der Belastungshöhe dazu, dass die Schädigungsverläufe den typischen (annähernd) exponentiellen Verlauf vorweisen und die starke Kennwertänderung in der Einlaufphase bei der Auswertung von Schädigungsverläufen nicht einbezogen wird.

Das Vorgehen wird in Abschnitt 5 zur Berechnung von Schädigungsverläufen aus den im Folgenden dargestellten Kennwertverläufen angewendet.

4.5 Einstufenversuche

Die Einstufenversuche finden bei rein wechselnder Belastung (Mittellastlage = 0 Nm) und Belastungsamplituden von 500 Nm ($1,0 \cdot T_{KN}$), 625 Nm ($1,25 \cdot T_{KN}$) und 750 Nm ($1,5 \cdot T_{KN}$) statt. Die Belastungsfrequenz wird stetig nachgeführt, so dass eine Dämpfungsleistung von 30 Watt während der gesamten Versuchszeit resultiert. Sie kann prinzipiell für jeden Messpunkt des Kennwertverlaufs durch Umstellen der Gleichung 4.1 nach der Frequenz bestimmt werden. Bei den Versuchen stellt sich eine durchschnittliche Oberflächentemperatur von 53,5°C ein. Zur statistischen Absicherung werden jeweils drei Versuche auf jedem Belastungsniveau durchgeführt. In den folgenden Diagrammen wird die Dämpfungsarbeit über den Lastwechseln bei linearer Achsenskalierung dargestellt. Aus den insgesamt neun Versuchen ergeben sich die in Abbildung 4.12 gezeigten Kennwertverläufe.

Die Kennwertverläufe zeigen eine grundsätzlich ähnliche Charakteristik, unabhängig von der Belastungsamplitude. Zu Beginn der Versuche fällt die Dämpfungsarbeit zunächst ab, was mit dem Anstieg der Bauteiltemperatur in der Aufwärmphase von 2.500 Sekunden korreliert. Hiernach zeigt sich ein vorerst degressiver Anstieg, der der Einlaufphase entspricht und bei der späteren Ermittlung von Schädigungsverläufen unberücksichtigt bleibt. Ab einem gewissen Zeitpunkt kann ein Wendepunkt beobachtet werden, von dem an ein progressiver Anstieg der Verläufe zu verzeichnen ist. Die auftretenden Streuungen im Verlauf der Kennwerte nehmen bei steigender Belastungsamplitude zu. Da die Versuchsbedingungen der jeweils drei Versuche je Lastniveau identisch sind, kann dies nur auf die werkstoffbedingt zu erwartenden Streuungen zurückgeführt werden.

Aus den Kennwertverläufen alleine lassen sich noch keine Aussagen über Ausfallzeitpunkte ableiten. Hierfür müssen die Verläufe erst durch Bezug auf ihren Referenzwert sowie auf das Ausfallkriterium – eine Änderung der Dämpfungsarbeit um 20 % gegenüber dem Referenzwert – in Schädigungsverläufe umgerechnet werden. Die Umrechnung der Kennwertverläufe in Schädigungsverläufe sowie deren Diskussion erfolgt im Abschnitt 5 dieser Arbeit.

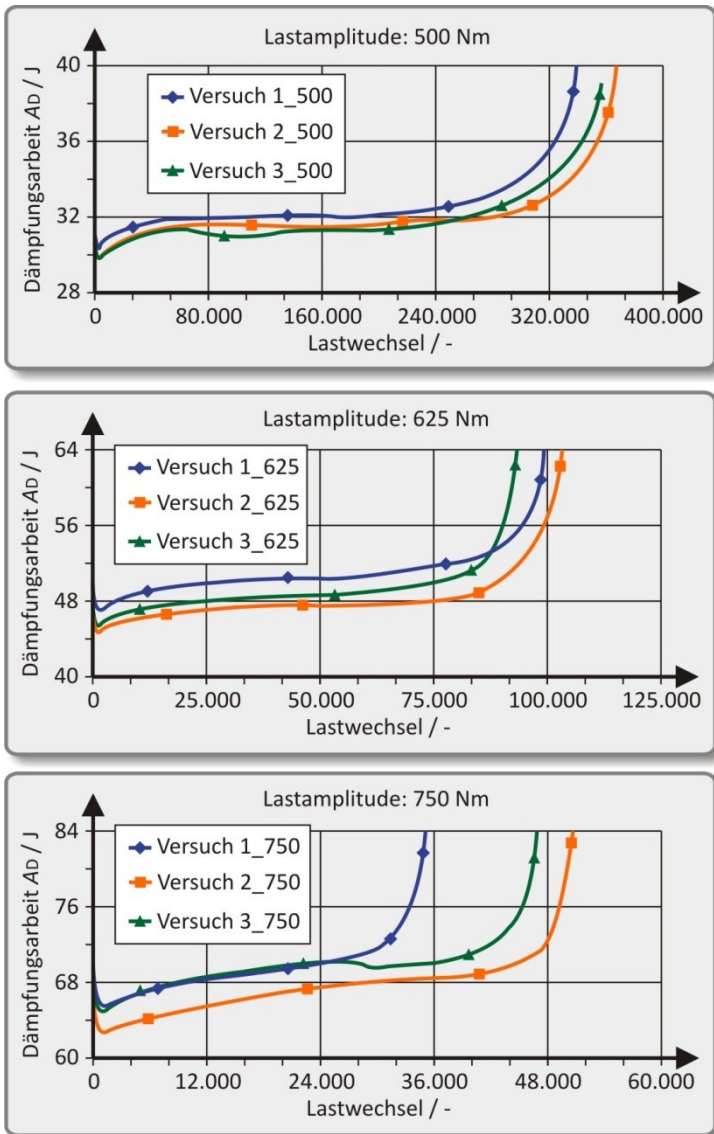


Abbildung 4.12: Kennwertverläufe in den Einstufenversuchen

4.6 Laststufenversuche

Die Laststufenversuche finden mit rein wechselnder Belastung statt, wobei die drei Laststufen von 750 Nm ($1,5 \cdot T_{KN}$), 500 Nm ($1,0 \cdot T_{KN}$) und 625 Nm ($1,25 \cdot T_{KN}$) nacheinander aufgebracht werden. 11.000 Lastwechseln bei 750 Nm folgen 50.000 Lastwechsel bei 500 Nm. Zuletzt werden so viele Lastwechsel mit einer Lastamplitude von 625 Nm vollzogen, bis ein Bauteilversagen beobachtet wird. Von dieser Versuchsführung werden zwei identische Versuche zur Absicherung der Ergebnisse durchgeführt.

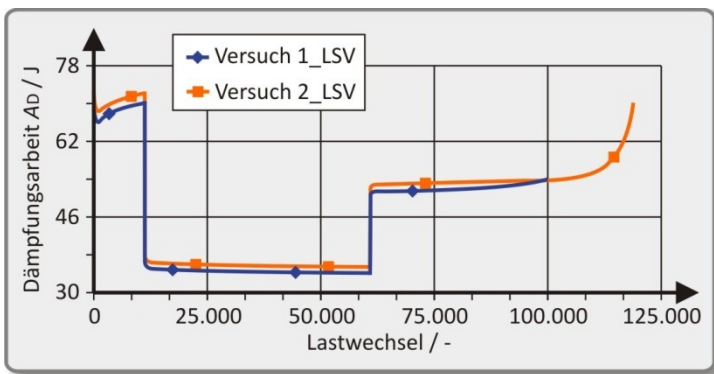


Abbildung 4.13: Verlauf der Dämpfungsarbeit bei den Laststufenversuchen

Abbildung 4.13 zeigt die Kennwertverläufe der beiden Versuche. Versuch 1_LSV muss aus technischen Gründen vorzeitig beendet werden. Kurz vor seinem Abbruch ist jedoch bereits eine deutlich zunehmende Steigung des Verlaufs zu erkennen, was auf einen baldigen Ausfall hinweist. Bei der Berechnung von Schädigungsverläufen kann der zu erwartende weitere Verlauf dieser Kurve daher mit hinreichender Genauigkeit angenommen werden. Bis dahin verlaufen die beiden Kurven mit einer auffallend geringen Abweichung nahezu parallel. Dem steilen Verlauf auf dem ersten Belastungsniveau von 750 Nm folgt der flache Kennwertverlauf mit leicht abnehmender Tendenz auf dem Niveau von 500 Nm. Es ist zu erkennen, dass nach jedem Laststufensprung nicht mit dem ersten Lastwechsel ein neues Niveau der Dämpfungsarbeit erreicht wird, sondern immer eine gewisse Zeit benötigt wird, bis die Steigung des Kennwertverlaufes einen zunächst stationären Wert erreicht.

4.7 Lastkollektivversuche

Aufgrund der Praxisrelevanz werden auch im Rahmen dieser Arbeit Lastkollektivversuche betrachtet. Insgesamt werden zwei verschiedene Versuchsführungen durchgeführt, bei denen die Kollektivlänge jeweils 100 LW beträgt. In einer ersten Versuchsreihe (LKV 1) werden drei Belastungsniveaus auf je 100 LW verteilt. 70 LW bei 500 Nm folgen 20 LW auf 625 Nm. Das Kollektiv endet mit 10 LW auf 750 Nm. Dieses Lastkollektiv wird wiederholt aufgebracht. Das Kollektiv der zweiten Versuchsführung (LKV 2) besteht aus 95 LW bei 500 Nm, gefolgt von 5 LW bei 750 Nm. Drei identische Versuche je Versuchsführung dienen der statistischen Absicherung der Ergebnisse. Zur Auswertung der Versuche muss der Verlauf der Dämpfungsarbeit innerhalb eines Kollektivs genauer betrachtet werden. Abbildung 4.14 zeigt exemplarisch den theoretischen Verlauf der Dämpfungsarbeit für einen Versuch der Versuchsführung LKV 1 innerhalb eines Lastkollektivs:

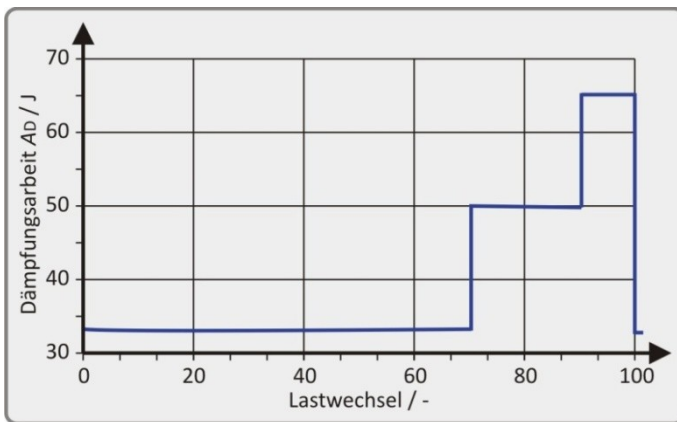


Abbildung 4.14: Theoretischer Verlauf der Dämpfungsarbeit

Aufgrund der verschiedenen Belastungsniveaus existieren auch unterschiedliche Niveaus für die Dämpfungsarbeit innerhalb eines Kollektivs (33,1 J, 49,8 J und 65,7 J). Um einen eindeutigen Kennwertverlauf über die gesamte Versuchslaufzeit zu ermitteln, wird von jedem Kennwertverlauf lediglich die untere Hüllkurve ausgewertet, welche dem Verlauf der Dämpfungsarbeit bei einer Belastungsamplitude von 500 Nm (hier 33,1 J) entspricht. Dieses Vorgehen wird für beide Versuchsführungen in gleicher Weise angewendet, vgl. Abbildung 4.15.

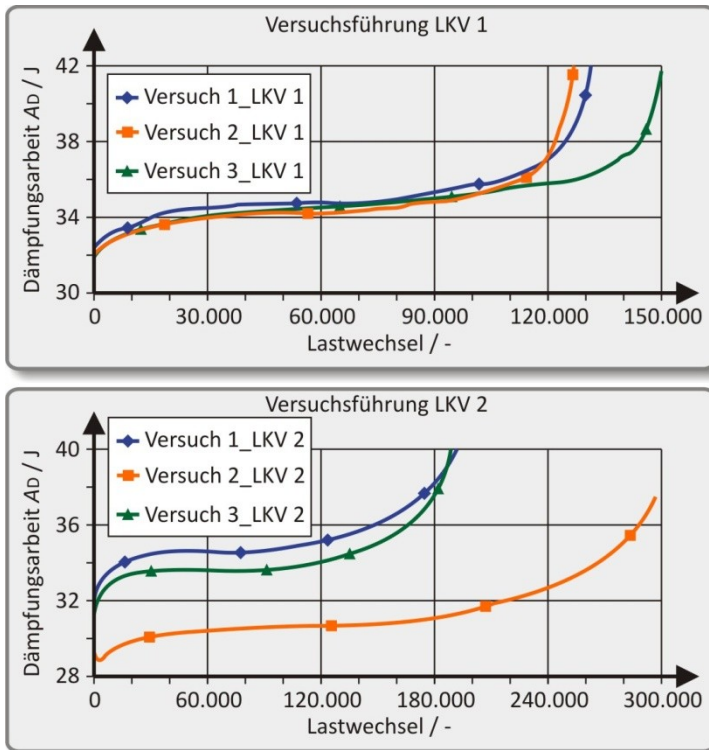


Abbildung 4.15: Kennwertverläufe in den Lastkollektivversuchen

Die Streuungen bei der Versuchsführung LKV 1 sind für Elastomere sehr gering. Bei der Versuchsführung LKV 2 weicht der zweite Versuch deutlich von den anderen beiden seiner Art ab. Die Ursache hierfür kann nicht in der Versuchsführung liegen, da die Versuchsbedingungen für alle drei Versuche exakt identisch sind. Da die Änderung der Dämpfungsarbeit während des Versuchs 2_LKV 2 langsamer verläuft als bei den anderen, kann auch kein Qualitätsmangel die Ursache für die Abweichung sein. Ein solcher würde zu einer schnelleren Kennwertänderung führen. Die Abweichung muss daher auf Streuungen der Werkstoffeigenschaften (bspw. durch unterschiedliche Materialchargen) zurückgeführt werden.

5. Auswertung von Schädigungsverläufen

In diesem Abschnitt werden die gemessenen Kennwertverläufe in Schädigungsverläufe umgerechnet und diskutiert. Alle bisherigen Erläuterungen basieren auf der Annahme, dass das Ausfallkriterium eine 20 %-igen Änderung der Dämpfungsarbeit gegenüber dem Referenzwert anzuwenden ist. Diese Annahme wird vor den Umrechnungen der Kennwertverläufe in Schädigungsverläufe überprüft.

In einem ersten Schritt wird das Vorgehen erläutert, mit dessen Hilfe aus den gemessenen Kennwertverläufen die auf dem gewählten Ausfallkriterium beruhenden Schädigungsverläufe ermittelt werden. Daraufhin werden die Ausfallkriterien *Abfall der Steifigkeit* und *Anstieg der Dämpfungsarbeit* für die betrachteten Bauteile gegenübergestellt. Zu diesem Zweck werden die Verläufe der Kennwerte aus den in Abschnitt 4 gezeigten Einstufenversuchen ausgewertet. Auf der Basis des ausgewählten Ausfallkriteriums werden abschließend die Schädigungsverläufe aller durchgeführten Versuche dargestellt und diskutiert. Im Abschnitt 6 werden die Schädigungsverläufe abschließend herangezogen, um das nISAM zu kalibrieren, Lebensdauerprognosen zu berechnen und zu bewerten.

5.1 Umrechnung einer Kennwertänderung in eine Schädigung

Als Ausfallkriterien stehen ein Anstieg der Dämpfungsarbeit A_D um 20 % sowie ein Abfall der Steifigkeit $c_{T,dyn}$ um 20 % gegenüber einem Referenzwert zur Auswahl (vgl. Abschnitt 2.5). Daher ist es bei jeder Versuchsauswertung erforderlich, zunächst einen Referenzwert zu ermitteln, auf den sich die jeweilige Änderung beziehen soll. Ein um 20 % vom Referenzwert abweichender Kennwert entspricht demnach einem Schädigungsgrad von $D = 1$. Die Berechnung für das Ausfallkriterium *Dämpfungsarbeit* erfolgt nach Gleichung 5.1, äquivalent dazu die für das Kriterium *Steifigkeit* nach Gleichung 5.2:

$$D = \frac{A_{D,ist} - A_{D,ref}}{0,2 \cdot A_{D,ref}} \quad (5.1)$$

$$D = \frac{c_{T,dyn,ref} - c_{T,dyn,ist}}{0,2 \cdot c_{T,dyn,ref}} \quad (5.2)$$

Mit Hilfe dieser Formeln lassen sich zusammen mit den ermittelten Referenzwerten zu jedem Zeitpunkt aus den Kennwerten Schädigungsgrade des Bauteils für jedes Kriterium berechnen. Das Auftragen der Schädigungsgrade über der Lastwechselzahl ergibt die gesuchten Schädigungsverläufe.

5.2 Wahl eines Ausfallkriteriums

Die Änderung eines Ausfall- oder Schadenskriteriums beschreibt das Fortschreiten einer Bauteilschädigung bei dynamischer Belastung. Welche als die die Schädigung beschreibende Größe ausgewählt werden sollte, ist stark vom Anwendungsfall abhängig (vgl. Abschnitt 2.5). Die hier betrachteten Bauteile gelten als ausgefallen, wenn ihre schwingungstechnischen Eigenschaften um einen bestimmten, nicht mehr tolerierbaren, Betrag vom Ursprungswert abweichen. Die schwingungstechnischen Eigenschaften werden dabei durch die dynamische Steifigkeit bzw. die pro Lastzyklus verrichtete Dämpfungsarbeit repräsentiert. Eine Abweichung des jeweiligen Wertes um 20 % gegenüber dem Referenzwert (nach der Einlaufphase) wird als Ausfall definiert. Dem Referenzwert wird demnach eine Schädigung von $D = 0$ zugeordnet, dem Wert nach einer Änderung um 20 % eine Schädigung von $D = 1$. Die Schädigungsverläufe beider Kriterien werden für die Einstufenversuche mit Belastungsamplituden von 500 Nm, 625 Nm und 750 Nm gegenübergestellt, um das für die betroffenen Bauteile geeignetere auszuwählen.

Das Resultat ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Bei allen drei Lastniveaus zeigt das Kriterium *Dämpfungsarbeit* eine frühere und stärker ausgeprägte Änderung als das der *Steifigkeit*. Trotzdem wird der Ausfall von beiden Kriterien zu einem nahezu identischen Zeitpunkt gemessen. Das Kriterium *Dämpfungsarbeit* ist somit einfacher und frühzeitiger zu detektieren.

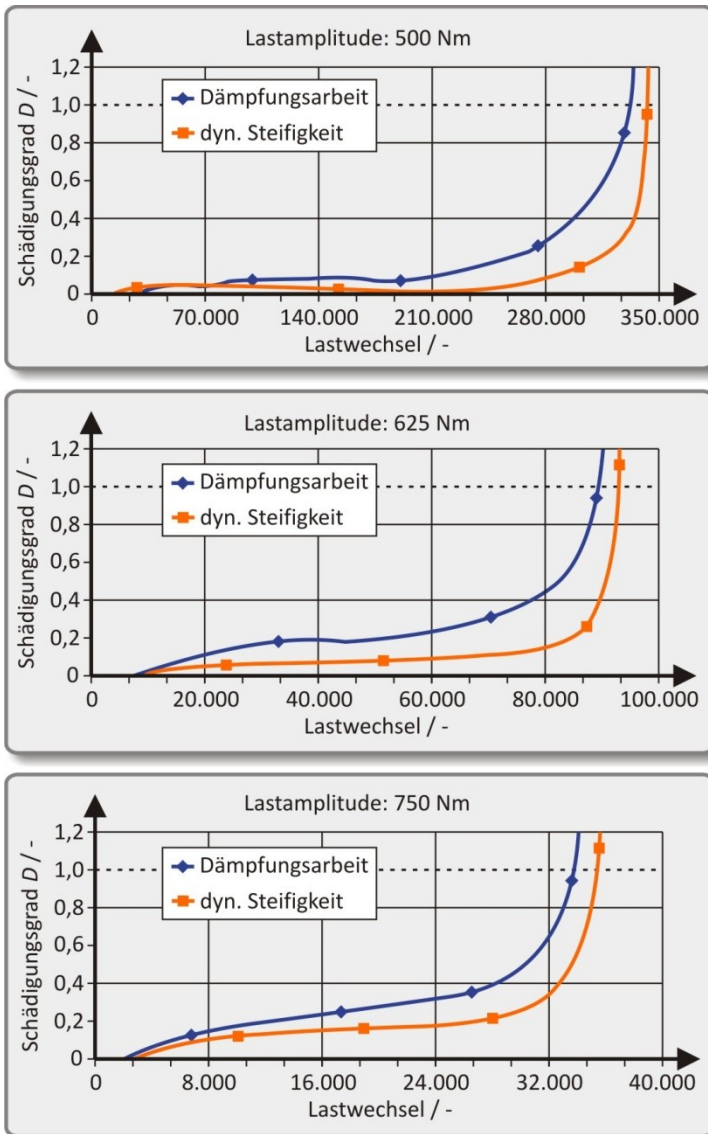


Abbildung 5.1: Schadenskriterien Dämpfungsarbeit und dyn. Steifigkeit

Weiterhin wird in der Literatur berichtet, dass die dynamische Steifigkeit bei kleineren dynamischen Lasten über der Lastwechselzahl ansteigen kann (vgl. Abschnitt 2.5). Dies wird in [PTB86] durch drei gegenläufige Mechanismen erklärt:

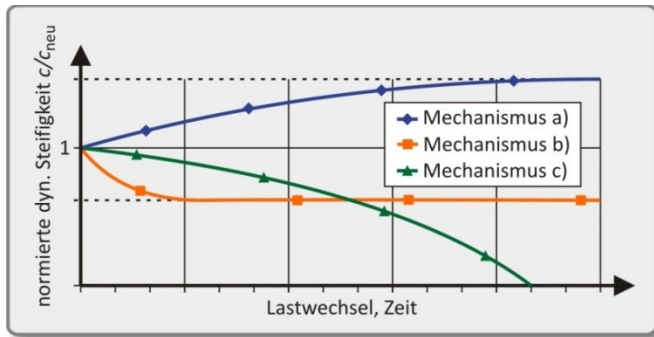


Abbildung 5.2: Änderung der Steifigkeit bei dynamischer Belastung

- Thermisch und mechanisch aktivierte Nachvernetzung, die zu einem Anstieg der Steifigkeit führt
- Steifigkeitsverlust aufgrund molekularer Entfestigungsvorgänge (Mullins-Effekt) zu Beginn des Versuchs
- Progressiver Steifigkeitsverlust durch fortschreitendes Risswachstum

Da die Einlaufphase der Versuche in den Auswertungen dieser Arbeit nicht berücksichtigt wird, überlagern sich die Mechanismen a) und c) in den gezeigten Diagrammen (Abbildung 5.1). Dies wird insbesondere bei den Versuchen auf dem Niveau von 500 Nm ersichtlich. Hier zeigt sich nach der Einlaufphase zunächst ein Abfall des Schadenskriteriums *Steifigkeit*, was einen Anstieg der dynamischen Steifigkeit im Versuch widerspiegelt. Der progressive Verlauf des Mechanismus c) ist aufgrund der verhältnismäßig kleinen Belastung nur schwach ausgeprägt, weshalb hier zu Beginn der Mechanismus a) dominiert. Bei den Versuchen auf den höheren Lastniveaus ist dieses Verhalten nicht zu erkennen, da der Mechanismus c) hier stärker ausgeprägt ist und bei Überlagerung mit Mechanismus a) noch immer ein Anstieg des Schadenskriteriums resultiert.

Aufgrund der hiermit nachgewiesenen besseren Eignung liegt allen im Folgenden ausgewerteten Versuchen als Ausfallkriterium eine Änderung der Dämpfungsarbeit um 20% gegenüber dem Referenzwert zugrunde.

5.3 Einstufenversuche

Auf jedem Belastungsniveau der Einstufenversuche wurden jeweils drei Versuche zur statistischen Absicherung der Ergebnisse durchgeführt. Neben den reinen Schädigungsverläufen werden auch die auftretenden Streuungen der Ausfallzeitpunkte bei jeweils identischen Versuchen ausgewertet. Die Ergebnisse werden in einer Tabelle dargestellt. Sie zeigt den Referenzwert der Dämpfungsarbeit zur Ermittlung des Schädigungsverlaufs, die den Bauteilausfall kennzeichnende Dämpfungsarbeit, den Ausfallzeitpunkt (Lastwechselzahl) des Bauteils sowie die relative Abweichung des Ausfallzeitpunktes vom arithmetischen Mittelwert der drei Versuche. Weiterhin wird für jeden Versuch der aus den in Abschnitt 4 gezeigten Kennwertverläufen abgeleitete Schädigungsverlauf dargestellt.

5.3.1 Belastungsamplitude 500 Nm

Folgende Auswertegrößen ergeben sich für die drei Einstufenversuche, die mit einer Belastungsamplitude von 500 Nm durchgeführt wurden:

Auswertegröße	Versuch 1_500	Versuch 2_500	Versuch 3_500
Referenzwert	31,57 J	31,05 J	31,02 J
Ausfall bei	37,88 J	37,26 J	37,22 J
Ausfallzeitpkt.	334.147 LW	359.730 LW	350.312 LW
Abweichung	-4,00 %	+3,35 %	+0,65 %

Abbildung 5.3: Auswertung der Einstufenversuche (500 Nm)

Die in Abbildung 5.3 aufgeführten Referenzwerte werden herangezogen, um aus den in Abbildung 4.12 gezeigten Kennwertverläufen die entsprechenden Schädigungsverläufe abzuleiten. Diese sind in Abbildung 5.4 dargestellt:

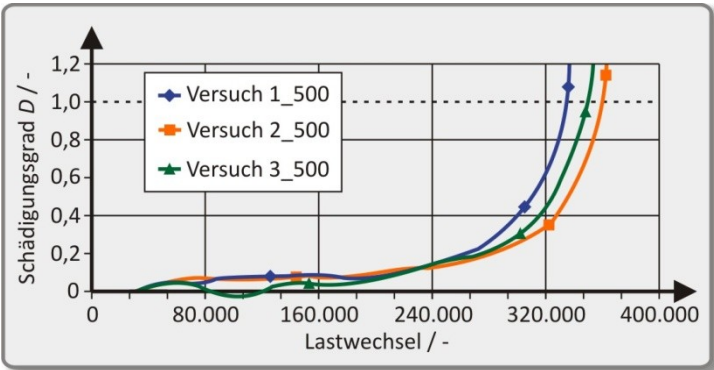


Abbildung 5.4: Schädigungsverläufe für Lastamplitude 500 Nm

Die Ausfallzeitpunkte betragen 334.147 LW, 359.730 LW und 350.312 LW, was einem arithmetischen Mittel von 348.063 LW entspricht. Die maximale Abweichung vom arithmetischen Mittel beträgt 4,00 %, was für Elastomere eine sehr geringe Streuung darstellt.

5.3.2 Belastungsamplitude 625 Nm

Hier verläuft die Einlaufphase im Mittel über 9.400 LW. Die Auswertegrößen der Versuche sind nachfolgend dargestellt.

Auswertegröße	Versuch 1_625	Versuch 2_625	Versuch 3_625
Referenzwert	48,61 J	46,06 J	46,83 J
Ausfall bei	58,33 J	55,27 J	46,20 J
Ausfallzeitpkt.	97.074 LW	98.836 LW	90.050 LW
Abweichung	+1,84 %	+3,69 %	-5,53 %

Abbildung 5.5: Auswertung der Einstufenversuche (625 Nm)

Die Ausfallzeitpunkte liegen bei 97.074 LW, 98.836 LW und 90.050 LW, was einem arithmetischen Mittel von 95.320 LW entspricht. Die maximale Abweichung vom arithmetischen Mittel beträgt 5,53 %. Auch diese Streuung ist für Elastomere sehr gering und zeigt die gute Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse bei den durchgeführten Einstufenversuchen. Es ergeben sich folgende Schädigungsverläufe:

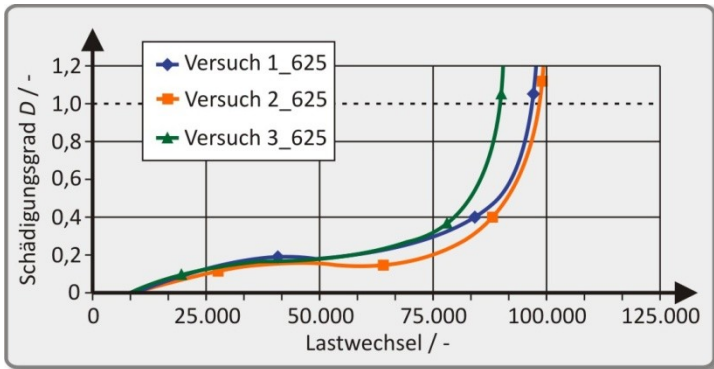


Abbildung 5.6: Schädigungsverläufe für Lastamplitude 625 Nm

5.3.3 Belastungsamplitude 750 Nm

Die Referenzwerte der Dämpfungsarbeit und die Werte für den Bauteilausfall sind in folgender Abbildung dargestellt.

Auswertegröße	Versuch 1_750	Versuch 2_750	Versuch 3_750
Referenzwert	65,92 J	63,68 J	66,57 J
Ausfall bei	79,10 J	76,42 J	79,88 J
Ausfallzeitpkt.	34.317 LW	49.305 LW	46.320 LW
Abweichung	-20,77 %	+13,83 %	+6,94 %

Abbildung 5.7: Auswertung der Einstufenversuche (750 Nm)

Für dieses Lastniveau können folgende Schädigungsverläufe ermittelt werden:

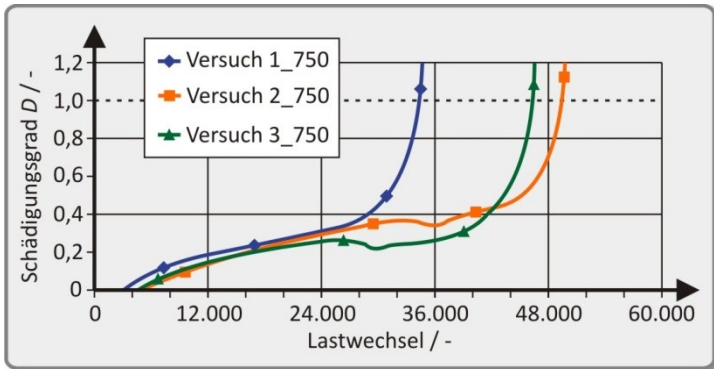


Abbildung 5.8: Schädigungsverläufe für Lastamplitude 750 Nm

Erwartungsgemäß liegen die Streuungen bei diesen hohen Belastungen in einem größeren Bereich. Mit einer maximalen Abweichung von 20,77 % vom arithmetischen Mittel der Ausfallzeitpunkte ist die Streuung aber immer noch als sehr gering zu bezeichnen. Beispielsweise werden in [GSB08] Wöhlerkurven für NR-Vulkanisate gezeigt, bei denen innerhalb einer Prüfkörpercharge bei identischen Versuchsführungen nicht selten Abweichungen vom arithmetischen Mittelwert aller Ausfallzeitpunkte auf einem Belastungsniveau in einer Größenordnung zwischen 50 % und 100 % beobachtet wurden.

5.3.4 Diskussion der Kurvencharakteristik

Dem erarbeiteten Lebensdauerprognosemodell liegt die Annahme zugrunde, dass eine von der Belastungshöhe unabhängige Ausfallcharakteristik bei den dynamischen Versuchen vorliegt. Diese Annahme wird in einer konkreteren Auswertung der Einstufenversuche untersucht.

Bereits die obigen Auswertungen zeigen, dass bei allen Einstufenversuchen nach der Berücksichtigung der Einlaufphase ein annähernd exponentieller Schadensverlauf zu beobachten ist. In Abbildung 5.9 wird jeweils ein Versuch pro Lastamplitudenhorizont der Einstufenversuche dargestellt, wobei die Abszisse auf den jeweiligen Ausfallzeitpunkt normiert ist. Durch diese Darstellung kann überprüft werden,

wie sich die Schädigungsverläufe bezogen auf ihren Ausfallzeitpunkt entwickeln und ob hieraus extrapolierbare Tendenzen abgeleitet werden können.

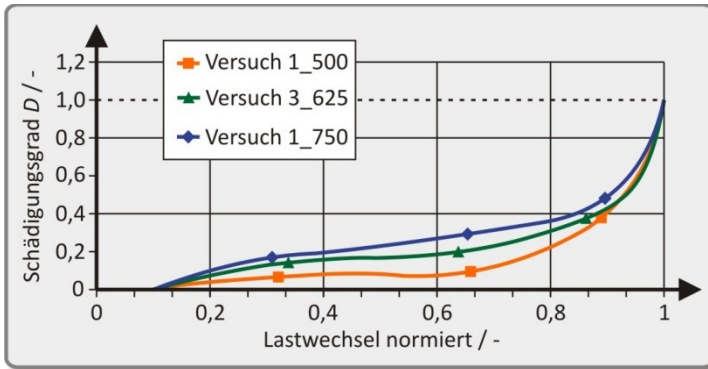


Abbildung 5.9: Ausfallcharakteristik bei den Einstufenversuchen

Es wird ersichtlich, dass unabhängig von der Lastamplitude eine durchaus ähnliche Charakteristik der Schädigungsverläufe vorliegt. Allerdings zeigt die Auswertung ebenso den Trend, dass bei höheren Lastamplituden schon zu früheren Zeitpunkten eine höhere Schädigung zu verzeichnen ist. Dies kann in den hier vorliegenden Grenzen toleriert werden. Es lässt sich hieraus jedoch ableiten, dass der ähnliche Charakter der Verläufe nur in einem begrenzten Belastungsbereich vorliegt und nicht beliebig extrapoliert werden kann. Dies muss bei der Kalibrierung sowie späteren Schadensakkumulationen beachtet werden. Für weite Bereiche kann aber die dem nISAM zugrundeliegende Annahme, dass die Schädigungsverläufe eine von der Belastungshöhe unabhängige Charakteristik besitzen, bestätigt werden.

5.4 Laststufenversuche

Analog zu den Einstufenversuchen wird bei den Laststufenversuchen verfahren. Insgesamt wurden zwei identische Versuche durchgeführt. Auch für diese Versuchsführung muss eine Einlaufphase berücksichtigt werden. Da die Laststufenversuche bei einer Belastungsamplitude von 750 Nm, wird der Mittelwert aus den Einlaufphasen der Einstufenversuche bei 750 Nm gewählt. Dieser beträgt 4.300 LW. Nach dieser Einlaufphase kann der Referenzwert für die erste Laststufe abgelesen werden. Durch das Springen auf die darauf folgende kleinere Laststufe von 500 Nm

sinkt auch die pro Lastzyklus verrichtete Dämpfungsarbeit auf einen neuen Referenzwert (vgl. Abbildung 4.13). Für die Erfassung der relativen Änderung der Dämpfungsarbeit auf diesem Belastungsniveau wird dieser neue Referenzwert herangezogen. Dieser wird direkt nach dem Vollzug des Laststufensprungs abgelesen. Nach dem Sprung auf das dritte Niveau von 625 Nm Belastungsamplitude wird schließlich ein dritter Referenzwert zugrunde gelegt, auf den sich die gemessene Änderung bezieht. Bei der zweiten und dritten Laststufe müssen keine Einlaufphasen berücksichtigt werden, da das Bauteil bereits aufgewärmt ist und keine Unterbrechung des Versuchs stattfindet. Der Anstieg der Dämpfungsarbeit gegenüber dem jeweiligen Referenzwert wird auf jedem Belastungsniveau berechnet. Der Ausfall liegt bei diesem Versuch vor, wenn die Summe der Kennwertänderungen aus allen drei Laststufen 20 % beträgt. Die Versuchsauswertung ergibt folgende Werte, wobei die jeweils angegebenen Referenzwerte die Werte für die drei verschiedenen Belastungsniveaus darstellen:

Auswertegröße	Versuch 1_LSV	Versuch 2_LSV
Referenzwerte	68,3/35,9/50,0 J	70,2/37,3/52,0 J
Ausfallzeitpkt.	ca. 110.000 LW	117.614 LW

Abbildung 5.10: Auswertung der Laststufenversuche

Durch den Bezug der Kennwertverläufe auf den jeweils gültigen Referenzwert ergeben sich in Abbildung 5.11 dargestellten Schädigungsverläufe für die Laststufenversuche. Der *Versuch 1_LSV* musste aus technischen Gründen vorzeitig beendet werden und konnte aufgrund der geringen Anzahl zur Verfügung stehender Prüflinge nicht nachgeholt werden. Da die Steigung des Schädigungsverlaufes zum Abschaltzeitpunkt jedoch schon einen hohen Wert angenommen hat, kann die getroffene Annahme des restlichen Schädigungsverlaufes als hinreichend genau eingestuft werden.

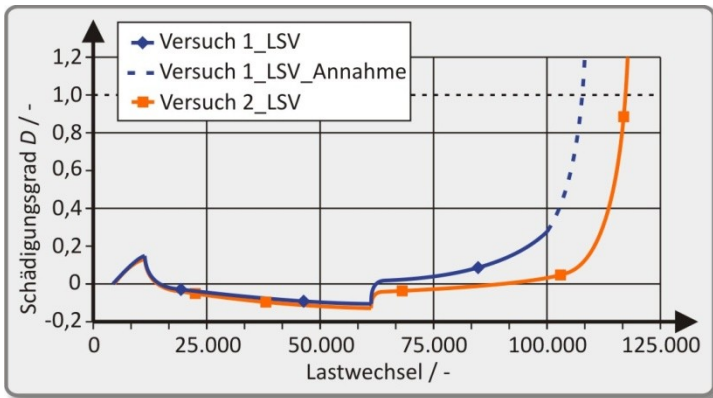


Abbildung 5.11: Schädigungsverläufe der Laststufenversuche

Die Streuung ist sehr gering, vor allem auf den ersten beiden Laststufen sind die beiden Schädigungsverläufe nahezu deckungsgleich. Auffällig ist auf der dritten Laststufe, dass die Steigung von *Versuch 2_LSV* verglichen mit *Versuch 1_LSV* deutlich später, dafür aber abrupter zunimmt.

Für das erste Belastungsniveau (750 Nm) zeigt sich ein Schädigungsverlauf, der erwartungsgemäß mit den Schädigungsverläufen der Einstufenversuche bei 750 Nm korreliert. Nach dem Laststufensprung auf das Niveau von 500 Nm sinkt jedoch entgegen der Erwartungen der Schädigungsgrad über den Lastwechseln. Hier kann keine Übereinstimmung mit dem Verlauf der Einstufenversuche auf demselben Niveau beobachtet werden. Insbesondere direkt nach dem Laststufensprung treten Erholungseffekte auf, die durch ein Abfallen der Dämpfungsarbeit sichtbar werden. Die Steifigkeit – in der Abbildung nicht dargestellt – steigt in dieser Zeit an. Dies ist mit hoher Wahrscheinlichkeit darin begründet, dass sich einige auf der hohen Laststufe aufgebrochene Vernetzungen wieder verbinden bzw. in die Lage versetzt werden, Kräfte zu übertragen. Das Auftreten von derartigen Erholungseffekten bedarf weiterer Aufklärung, die im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht gegeben werden kann. Es steht fest, dass ein derartiger Schädigungsverlauf nicht zur Kalibrierung des nISAM dienen kann. Hierzu müssten weitere Parameter im Modell vorgesehen werden, mit denen eine Berücksichtigung von Erholungseffekten bei Sprüngen von hohen auf weniger hohe Laststufen möglich wäre.

5.5 Lastkollektivversuche

Zur Kalibrierung des nISAM ist es erforderlich, repräsentative Schädigungsverläufe mit möglichst wenigen Lastwechseln und mehreren Laststufen zu erzeugen. Aufgrund der hohen Praxisrelevanz bieten sich hierzu Lastkollektivversuche an. Die Schädigungsverläufe der beiden Versuchsreihen *LKV 1* und *LKV 2* mit einem sich wiederholenden Lastkollektiv werden im Folgenden ausgewertet, um sie im weiteren Verlauf dieser Arbeit zur Kalibrierung des nISAM verwenden zu können. Wie bereits bei der Darstellung der Kennwertverläufe in Abschnitt 4.7 erläutert, wird nur die untere Hüllkurve der gemessenen Kennwertverläufe zur Berechnung von Schädigungsverläufen herangezogen.

5.5.1 Versuchsführung LKV 1

Durch den Belastungsmix aller drei Lastniveaus können deren Einflüsse auf die Schädigung in einem einzigen Versuch kombiniert werden. Auf diese Weise kann der Versuchsaufwand zur Kalibrierung des nISAM deutlich reduziert werden. Die Auswertung der Versuche ergibt folgende Ergebnisse für diese erste Versuchsreihe:

Auswertegröße	Versuch 1_LKV 1	Versuch 2_LKV 1	Versuch 3_LKV 1
Referenzwert	34,00 J	33,40 J	33,60 J
Ausfall bei	40,80 J	40,08 J	40,32 J
Ausfallzeitpkt.	130.500 LW	125.250 LW	148.950 LW
Abweichung	-3,26 %	-7,15 %	+10,42 %

Abbildung 5.12: Auswertung der Lastkollektivversuche LKV 1

Die Referenzwerte werden analog zu den Einstufenversuchen ermittelt. Werden sie den Kennwertverläufen als Normierungsgrundlage unterstellt, ergeben sich die in Abbildung 5.13 gezeigten Schädigungsverläufe.

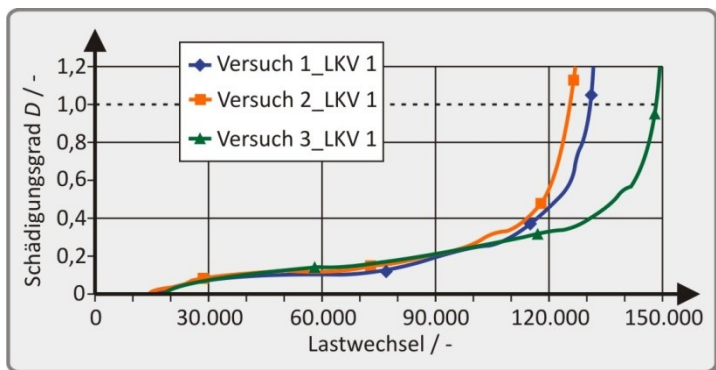


Abbildung 5.13: Schädigungsverläufe der Lastkollektivversuche LKV 1

Die Streuung liegt bei den Lastkollektivversuchen ebenso wie bei den oben beschriebenen Einstufenversuchen in einem für Elastomere sehr geringen Bereich. Neben den Ausfallzeitpunkten ist auch die Charakteristik der Schädigungsverläufe sehr ähnlich. Zusammen mit den Anteilen der einzelnen Laststufen am Lastkollektiv (70 %, 20 %, 10 %) lassen sich aus den Ausfallzeitpunkten die bis zum Ausfall auf jedem Lastniveau aufgetragenen Lastwechsel ermitteln, Abbildung 5.14. Die Auswertung der Lastwechsel jeder einzelnen Laststufe wird später für eine lineare Schadensakkumulation herangezogen (Abschnitt 5.6).

Auswertegröße	Versuch 1_LKV 1	Versuch 2_LKV 1	Versuch 3_LKV 1
Ausfallzeitpkt.	130.500 LW	125.250 LW	148.950 LW
Ampl. 500 Nm	91.350 LW	87.675 LW	104.265 LW
Ampl. 625 Nm	26.100 LW	25.050 LW	29.790 LW
Ampl. 750 Nm	13.050 LW	12.525 LW	14.895 LW

Abbildung 5.14: Lastwechsel je Laststufe bei LKV 1

5.5.2 Versuchsführung LKV 2

Bei dieser Versuchsführung besteht das Belastungskollektiv aus den Laststufen von 500 Nm und 750 Nm wechselnd aufgebrachtter Belastungsamplituden im Verhältnis 95 % zu 5 %. Die Auswertung der Kennwertverläufe ergibt folgende Werte:

Auswertegröße	Versuch 1_LKV 2	Versuch 2_LKV 2	Versuch 3_LKV 2
Referenzwert	34,30 J	30,10 J	33,40 J
Ausfall bei	41,16 J	36,12 J	40,08 J
Ausfallzeitpkt.	197.320 LW	286.731 LW	189.120 LW
Abweichung	-12,09 %	+27,75 %	-15,74 %

Abbildung 5.15: Auswertung der Lastkollektivversuche LKV 2

Die aus diesen Versuchen abgeleiteten Schädigungsverläufe werden sowohl alternativ zu als auch in Kombination mit den Lastkollektivversuchen nach Versuchsführung LKV 1 zur Kalibrierung des nLSAM herangezogen. Sie sind in Abbildung 5.16 dargestellt:

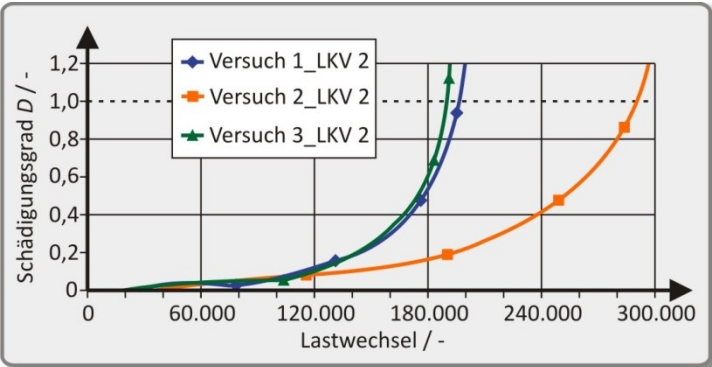


Abbildung 5.16: Schädigungsverläufe der Lastkollektivversuche LKV 2

Die Streuungen sind zwar bei dieser Versuchsführung mit einem Maximalwert von 27,75 % aufgrund des Ausreißers *Versuch 2_LKV 2* so hoch wie bei keiner anderen, für Elastomere sind diese jedoch durchaus üblich [GSB08]. Auch für diese Versuchsführung werden die auf jeder Laststufe durchgeführten Lastwechsel ausgewertet. Eine Auflistung zeigt die folgende Tabelle.

Auswertegröße	Versuch 1_LKV 2	Versuch 2_LKV 2	Versuch 3_LKV 2
Ausfallzeitpkt.	197.320 LW	286.731 LW	189.120 LW
Ampl. 500 Nm	187.454 LW	272.394 LW	179.664 LW
Ampl. 750 Nm	9.866 LW	14.337 LW	9.456 LW

Abbildung 5.17: Lastwechsel je Laststufe bei LKV 2

5.5.3 Diskussion der Lastkollektivversuche

Die Lastkollektivversuche zeigen insgesamt ein sehr einheitliches Verhalten und verhältnismäßig geringe Streuungen. Einziger Ausreißer ist der *Versuch 2_LKV 2*. Er hält bedeutend länger als die anderen beiden identischen Versuche der Versuchsführung LKV 2, deren Schädigungsverläufe nahezu deckungsgleich sind. Mangels verfügbarer Bauteilproben konnten jedoch keine weiteren Versuche zur statistischen Absicherung durchgeführt werden. Der mittlere Schädigungsverlauf aus den drei Versuchen liegt somit deutlich zu längeren Versuchszeiten verschoben, als die beiden Versuche 1_LKV 2 und 3_LKV 2. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird der Einfluss dieses Ausreißers auf die berechneten Prognosen eingehend untersucht und die Erkenntnisse bei der Ableitung eines Kurzzeitprüfprogramms zur Kalibrierung des nISAM berücksichtigt.

5.6 Anwendung der linearen Schadensakkumulation

Die lineare Schadensakkumulation wird heute standardmäßig in Verbindung mit Elastomeren angewendet. In vielen Veröffentlichungen wird belegt, dass zur Berechnung der Ausfallzeitpunkte von Einstufenversuchen mit der linearen Schadensakkumulation gute Ergebnisse erzielt werden. Liegen die Ausfallzeitpunkte für Einstufenversuche entlang einer Wöhlergeraden, so kann die lineare Schadensak-

kumulation zur Berechnung von Ausfallzeitpunkten anderer Lasthorizonte (in gewissen Grenzen) herangezogen werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Einstufenversuche auf drei Belastungsniveaus (500 Nm, 625 Nm, 750 Nm) durchgeführt und die Ausfallzeitpunkte bestimmt. Durch Auftragen der aufgetragenen Belastungsamplitude über der Lastwechselzahl in doppeltlogarithmischer Skalierung wird überprüft, ob sich die gemessenen Ausfallzeitpunkte durch eine Wöhlergerade darstellen lassen.

Abbildung 5.18 zeigt, dass die geprüften Elastomerkupplungen in Einstufenversuchen Ausfallzeitpunkte entlang einer Wöhlerkurve aufweisen. Die oben getroffene Aussage kann somit auch für diese Bauteile bestätigt werden. Die lineare Schadensakkumulation kann offensichtlich im Zusammenhang mit Einstufenversuchen angewendet werden.

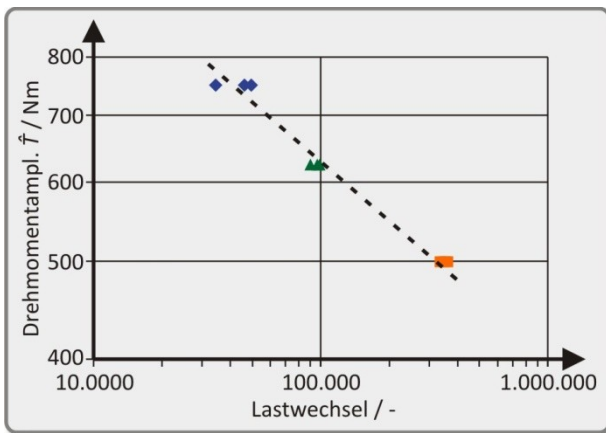


Abbildung 5.18: Wöhlerlinie der durchgeführten Einstufenversuche

Da in der Praxis häufig Lastkollektivversuche durchgeführt werden, um dem realen Anwendungsfall eher zu entsprechen, müssen Lebensdauerprognosen auch bei Versuchen mit mehreren Laststufen anzuwenden sein. Hier stößt die lineare Schadensakkumulation bei Elastomeren an ihre Grenzen. In den Abbildungen 5.14 und 5.17 wird dargestellt, wie viele Lastwechsel auf jedem Niveau der Lastkollektivver-

suche bis zum Ausfall ertragen werden. Hiermit wird in Verbindung mit den Ergebnissen der Einstufenversuche eine lineare Schadensakkumulation durchgeführt. Es lässt sich berechnen, welche Schädigung eine lineare Schadensakkumulation ergibt, indem die oben gezeigte Wöhlerkurve zugrunde gelegt und die Lebensdauer für die Versuchsführung der Lastkollektivversuche berechnet wird. Die folgende Tabelle zeigt den arithmetischen Mittelwert der Ausfallzeitpunkte aus den Einstufenversuchen sowie die Mittelwerte der in den jeweiligen Lastkollektivversuchen aufgetragenen Lastwechsel je Laststufe.

Laststufe	ESV_Mittel	LKV1_LW	LKV1_D	LKV2_LW	LKV2_D
500 Nm	348.063 LW	94.430 LW	0,271	213.170 LW	0,612
625 Nm	95.320 LW	26.980 LW	0,283	0 LW	0
750 Nm	43.341 LW	13.490 LW	0,311	11.220 LW	0,259
Summe	-/-	134.900 LW	0,865	224.390 LW	0,871

Abbildung 5.19: Schadensberechnung mittels lin. Schadensakkumulation

Mit der linearen Schadensakkumulation werden für die Lastkollektivversuche am Ende der Versuche Schadenssummen berechnet, die kleiner ausfallen als $D = 1$. Es wird somit durch die lineare Schadensakkumulation auf der Basis der durchgeführten Einstufenversuche eine zu lange Lebensdauer für die Lastkollektivversuche prognostiziert. Im hier betrachteten Fall ergibt die Auswertung, dass mit der linearen Schadensakkumulation für die Versuchsführung LKV 1 eine Lebensdauer von 155.954 LW prognostiziert wird. Im Mittel wurden jedoch nur 134.900 LW erreicht. Für die Versuchsführung LKV 2 werden 257.623 Lastwechsel prognostiziert, obwohl die Versuche im Mittel nur eine Lebensdauer von 224.390 LW ergaben. Es ist die Tendenz zu erkennen, dass die prognostizierten Lebensdauern zu optimistisch sind. Allerdings kann auch festgehalten werden, dass die Prognosen im Streubereich der durchgeführten Versuche liegen und die Ergebnisse daher noch als akzeptabel zu bezeichnen sind.

6. Lebensdauerprognose

Es liegen durch die oben beschriebene Auswertung die für das Bauteil charakteristischen Schädigungsverläufe aus diversen Versuchsführungen vor. Eine Lebensdauerprognose mit dem in Abschnitt 3 beschriebenen nichtlinearen Schadensakkumulationsmodell (nISAM) kann folgendermaßen durchgeführt werden:

Zunächst werden Schädigungsverläufe aus den experimentellen Versuchsreihen in eine entsprechend programmierte Software eingegeben. In den folgenden Abbildungen sind qualitative Schädigungsverläufe aus Einstufenversuchen mit konstanten Beanspruchungsgrößen B_1 und B_2 dargestellt.

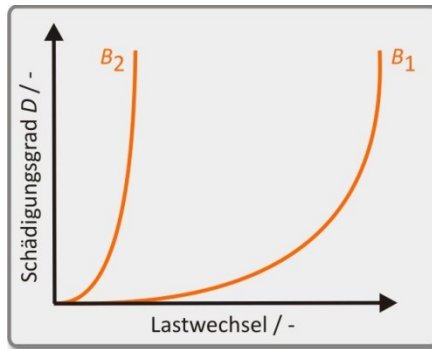
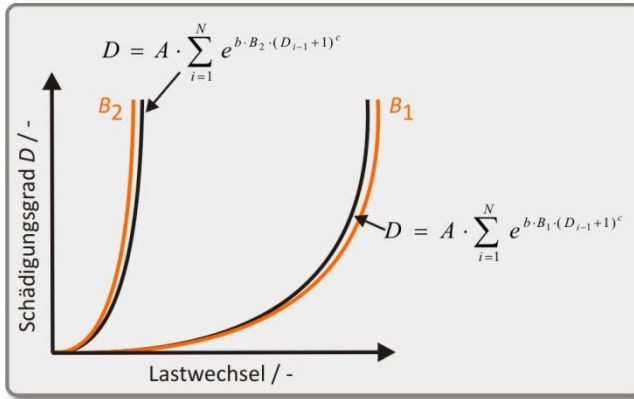


Abbildung 6.1: Schritt 1 – Aufnahme von Schädigungsverläufen

Der in Gleichung 3.1 dargestellte mathematische Ansatz des nISAM wird anhand dieser Verläufe kalibriert. Dies geschieht, indem die Parameter A , b und c des nISAM so gewählt werden, dass durch Einsetzen einer Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ der jeweils zugehörige Schädigungsverlauf möglichst exakt wiedergegeben wird. Die konstanten Beanspruchungsgrößen B_1 und B_2 können auch durch Beanspruchungsgrößen $B_{(i)}$ ersetzt werden, die von der Lastwechselzahl abhängig sind, wenn zur Kalibrierung des nISAM Schädigungsverläufe aus Mehrstufenversuchen eingegeben werden. Die Kalibrierung der Parameter A , b und c geschieht automatisiert mit Hilfe eines genetischen Optimierungsalgorithmus'. Abbildung 6.2 zeigt in schwarzer Farbe die berechneten Kurven im Vergleich mit den gemessenen.

Abbildung 6.2: Schritt 2 – Kalibrierung der Parameter A , b und c

Nach der Kalibrierung kann für eine beliebige andere Beanspruchungsgröße B_3 , für die kein experimenteller Versuch durchgeführt wurde, ein Schädigungsverlauf prognostiziert werden. Die Parameter A , b und c sind für alle drei in Abbildung 6.3 dargestellten Kurven identisch.

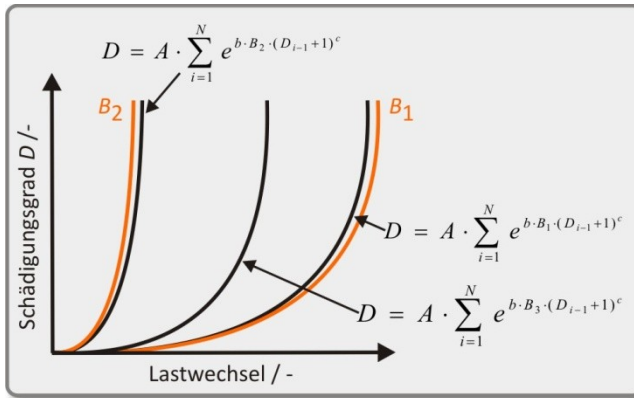


Abbildung 6.3: Schritt 3 – Nichtlineare Schadensakkumulation

Diesem Vorgehen liegt die Hypothese zugrunde, dass jedes Bauteil in einem bestimmten Bereich einen von der Beanspruchungsgröße B abhängigen Schädigungsverlauf vorweist, dessen Charakteristik aber unabhängig von der Beanspruchungsgröße ist und bei deren Variation erhalten bleibt. Dies konnte für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen nachgewiesen werden (vgl. Abbildung 5.9). Eben jene Charakteristik des bauteilspezifischen Schädigungsverlaufs wird über die Parameter A , b und c eingestellt.

6.1 Parameterkalibrierung

Zur Kalibrierung der Parameter A , b und c wird ein Optimierungsalgorithmus verwendet. Seine Aufgabe ist es, die Parameter so zu wählen, dass die vorgegebenen Schädigungsverläufe aus den experimentellen Versuchsreihen möglichst exakt vom mathematischen Ansatz nachgebildet werden. Hierzu wird das globale Minimum einer Zielfunktion ermittelt.

Dem Optimierer werden bis zu zehn Stützstellen (Messwertepaare bestehend aus Schädigungsgrad und zugehöriger Lastwechselzahl) für jeden der zur Kalibrierung herangezogenen Schädigungsverläufe vorgegeben. Bei der Optimierung wird das globale Minimum einer Zielfunktion gesucht, die in diesem Fall die Abweichung der berechneten Kurven von den eingegebenen Stützstellen ermittelt, Abbildung 6.4.

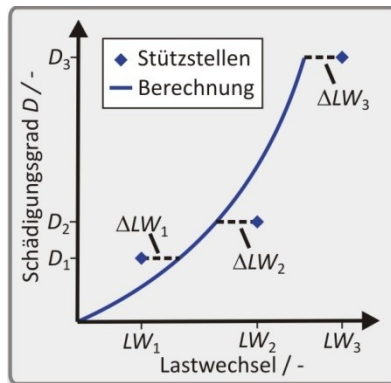


Abbildung 6.4: Herleitung der Zielfunktion

Die Zielfunktion wurde wie folgt hergeleitet:

Zur Bestimmung der Abweichung des berechneten Schädigungsverlaufs von den jeweiligen Messpunkten i wird der Abstand ΔLW_i in horizontaler Richtung ermittelt. Die Abstände werden auf den jeweiligen Abszissenwert LW_i des Messpunktes bezogen, um eine relative Abweichung $s_{LW,i}$ anstelle einer absoluten Abweichung vom Zielwert zu erhalten.

$$s_{LW,i} = \frac{\Delta LW_i}{LW_i} \quad (6.1)$$

ΔLW_i kann, abhängig von der Lage der Messpunkte bezogen auf den berechneten Schädigungsverlauf, sowohl positiv als auch negativ sein. Um Abweichungen in positiver und negativer Richtung gleichwertig zu berücksichtigen, werden die Quadrate der Fehler zur Berechnung der Zielfunktion herangezogen. Die Abweichung wird für jede dem Optimierer vorgegebene Stützstelle berechnet und anschließend aufsummiert, um die Gesamtabweichung S_{LW} der Kurve von den zugehörigen Stützstellen zu ermitteln.

$$S_{LW,K} = \sum_{i=1}^J \frac{\Delta LW_i}{LW_i}^2 = \sum_{i=1}^J (s_{LW,i})^2 \quad (6.2)$$

Der Parameter J entspricht hier der Anzahl der eingegebenen Stützstellen. Da die Parameterkalibrierung in der Regel anhand mehrerer vorgegebener Schädigungsverläufe durchgeführt wird, wird diese Summe für jeden zur Kalibrierung verwendeten Schädigungsverlauf gebildet. Die Summen aller Kurven werden addiert und durch die Anzahl der verwendeten Verläufe geteilt. Hieraus ergibt sich die Zielfunktion $x A, b, c$ für den Optimierungsalgorithmus, deren globales Minimum gesucht wird:

$$x A, b, c = \frac{\sum_{i=1}^K S_{LW,K}}{K} \rightarrow \min. \quad (6.3)$$

Parameter K entspricht der Anzahl der zur Kalibrierung verwendeten Schädigungsverläufe. Nach der Berechnung des Wertes der Zielfunktion für einen Parametersatz von A, b und c werden die Parameter durch den Optimierungsalgorithmus variiert und es wird eine bessere Parameterkombination gesucht.

Das Ergebnis der Optimierung und somit die in späteren Lebensdauerprognosen berechneten Schädigungsverläufe hängen stark von den eingegebenen Stützstellen ab. Ziel dieses Abschnitts ist es, die Parameterkalibrierung mit möglichst geringem experimentellem Aufwand durchzuführen, wobei die Qualität der berechneten Prognosen stets mit berücksichtigt wird. Die Parameterkalibrierung wird im Folgenden jeweils anhand einer Teilmenge der vorhandenen Schädigungsverläufe durchgeführt. Daraufhin werden mit dem so kalibrierten Ansatz für die Versuchsführungen, deren Schädigungsverläufe zuvor nicht zur Kalibrierung des Ansatzes herangezogen wurden, nichtlineare Schadensakkumulationen durchgeführt. Der Vergleich der berechneten Schädigungsverläufe mit den gemessenen gibt Aufschluss über die Qualität der Lebensdauerprognosen mit den jeweiligen Parametern A , b und c . Letztlich wird aus den gewonnenen Erkenntnissen ein Vorschlag zur Kalibrierung des nLSAM mit minimalem experimentellen Aufwand bei bestmöglichen Prognoseergebnissen abgeleitet.

6.2 Definition der Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$

Für die Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ werden im weiteren Verlauf ausschließlich die Belastungsamplituden der durchgeführten experimentellen Versuchsreihen eingesetzt. Die berechneten Schädigungsverläufe sind somit nicht von auftretenden Materialbeanspruchungen abhängig, sondern von aufgetragenen Belastungen in Form von Drehmomentamplituden. Dieses Vorgehen ist nur legitim, wenn erstens ausschließlich Bauteile gleicher Größe und Bauart betrachtet werden und zweitens ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem Ort maximaler Materialbeanspruchung und dem Ort maximaler Bauteilschädigung beobachtet werden kann. Aufgrund von Materialermüdung und Rissbildung verändern sich jedoch Ort und Betrag der maximal auftretenden Materialbeanspruchungen während eines Versuchs. Für eine Schadensakkumulation wäre die Betrachtung dieses Effekts jedoch zu komplex. Daher wird in der Praxis auch bei der Betrachtung von Materialbeanspruchungen ein konstanter Wert herangezogen. Dieser wird in FEM-Simulationen des Bauteils ermittelt und ist die initiale maximale Materialbeanspruchung des nicht vorgeschädigten Bauteils.

Da sich die folgenden Betrachtungen ausschließlich auf das in Abschnitt 4.3 beschriebene Bauteil beziehen, ist Bedingung *eins* direkt erfüllt. Bedingung *zwei* wird mit Hilfe der Finiten Elemente Methode überprüft. Die folgende Abbildung zeigt größte Hauptspannung (Max. Principal) bei einer Belastung von 750 Nm.

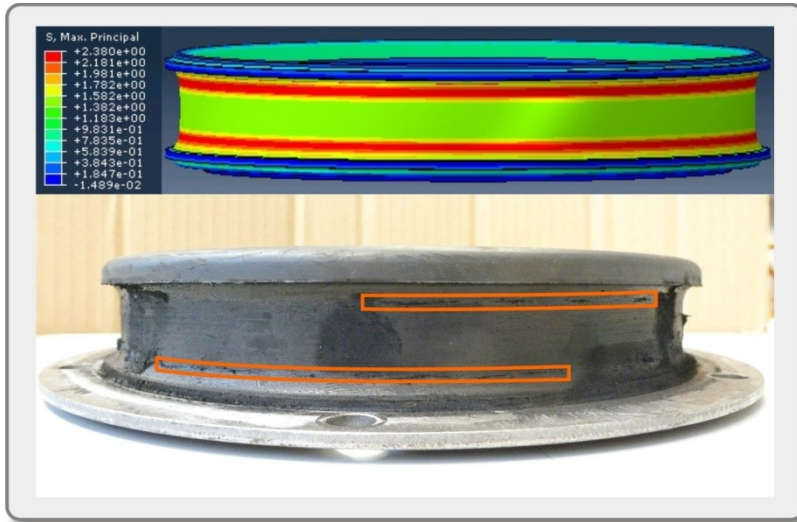


Abbildung 6.5: Max. Hauptspannung und Schadensbild

Die FEM-Simulation des Elastomerelements zeigt eine Übereinstimmung der Orte maximaler Hauptspannungen mit dem Rissbild einer im Einstufenversuch bei 750 Nm Belastungsamplitude bis zum Versagen geprüften Kupplung.

Da somit die Korrelation zwischen einer Belastungsamplitude, einer maximalen initialen Materialbeanspruchung und dem resultierenden Schadensbild gegeben ist, kann die Belastungsamplitude für den vorliegenden Fall als Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ eingesetzt werden.

6.3 Anwendung verschiedener Kalibrierungsstrategien

Im Folgenden werden vier Kalibrierungsstrategien für das nLSAM angewendet. Hierbei liegen Schädigungsverläufe aus den Einstufen- und den Lastkollektivversuchen zugrunde. Für jede Kalibrierungsstrategie wird gezeigt, welche Stützstellen dem Optimierungsalgorithmus vorgegeben werden und mit welcher Genauigkeit das kalibrierte Modell die Vorgabe abbildet. Ein Maß für die Abweichung der be-

rechneten Verläufe von den vorgegebenen Stützstellen ist der von der Zielfunktion (Gleichung 6.3) berechnete Funktionswert x A, b, c . Je kleiner er ist, desto näher liegen die Stützstellen an den berechneten Schädigungsverläufen.

Da in der Praxis hauptsächlich Einstufen- und Lastkollektivversuche durchgeführt werden, basieren die vorgestellten Kalibrierungsstrategien ausschließlich auf diesen Versuchsführungen. Die gewonnenen Erkenntnisse aus den Laststufenversuchen können in nachfolgenden Forschungsarbeiten als Grundlage dienen, das nISAM um die Berücksichtigung von Erholungseffekten zu erweitern.

6.3.1 Kalibrierungsstrategie I

In einer ersten Kalibrierungsstrategie wird das nISAM ausschließlich anhand der Einstufenversuche auf den drei Belastungsniveaus 500 Nm, 625 Nm und 750 Nm kalibriert. Hierfür werden dem Optimierungsalgorithmus gemittelte Wertepaare aus den jeweils drei pro Lastniveau zur Verfügung stehenden Schädigungsverläufen vorgegeben. In Abbildung 6.6 ist eine grafische Darstellung der vorgegebenen Wertepaare und der drei auf jedem Lastniveau ermittelten Schädigungsverläufe im Vergleich dazu gezeigt.

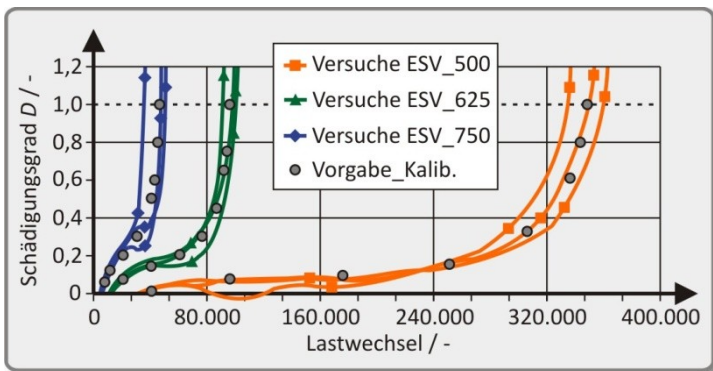


Abbildung 6.6: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie I

Die Optimierung der Parameter A , b und c führte zu folgendem mathematischen Ansatz:

$$D_N = 1,0614 \cdot 10^{-8} \cdot \prod_{i=1}^N e^{0,0086 \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^{0,747}} \quad (6.4)$$

Die hiermit berechneten Schädigungsverläufe sind in Abbildung 6.7 gezeigt. Die Abweichung von den Vorgaben bzw. der Endwert der Zielfunktion beträgt in diesem Fall $x \ A, b, c = 0,51586$. Dividiert man diesen Wert durch die Anzahl der je Kurve eingegebenen Stützstellen J (in diesem Fall gilt $J = 8$), erhält man durch Bildung der Quadratwurzel, dass die relative Abweichung jeder Stützstelle von den berechneten Kurven im Durchschnitt 25,4 % beträgt.

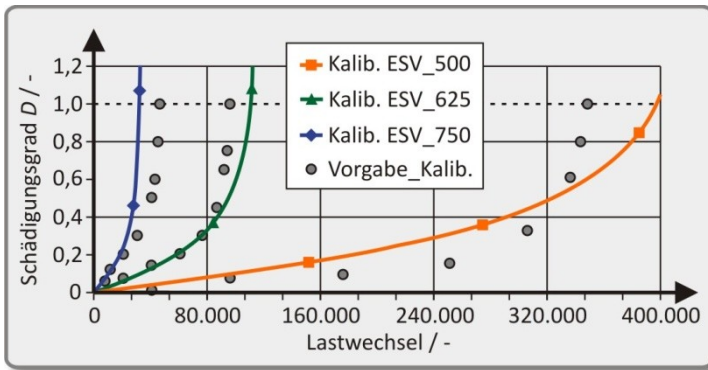


Abbildung 6.7: Ergebnis der Kalibrierung I

Sowohl die Schädigungsverläufe als auch die Ausfallzeitpunkte werden in guter Näherung abgebildet. In Abschnitt 6.4.1 wird gezeigt, mit welcher Qualität das so kalibrierte Modell die Schädigungsverläufe der an der Kalibrierung nicht beteiligten Lastkollektivversuche berechnet.

6.3.2 Kalibrierungsstrategie II

Bei dieser Kalibrierungsstrategie werden die beiden Lastkollektivversuche zur Kalibrierung des nISAM herangezogen. Der Ausreißer bei den Versuchen der Versuchsführung LKV 2 wird an dieser Stelle gleichwertig zu den anderen Verläufen behandelt. Dieses Vorgehen und die damit verbundene Qualität der Prognoseergebnisse werden in Abschnitt 6.5 diskutiert. Zunächst zeigt Abbildung 6.8 die zur Kalibrierung vorgegebenen Stützstellen.

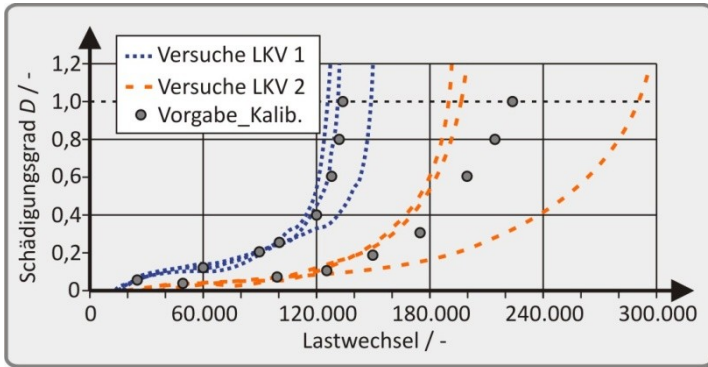


Abbildung 6.8: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie II

Bei dieser Vorgabe wird durch den Optimierungsalgorithmus der folgende Ansatz ermittelt:

$$D_N = 2,4892 \cdot 10^{-9} \cdot \prod_{i=1}^N e^{0,0105 \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^{0,856}} \quad (6.5)$$

Die Abweichung beträgt $x A, b, c = 0,12187$, was bedeutet, dass im Durchschnitt jede Stützstelle um lediglich 12,3 % in Abszissenrichtung von der zugehörigen berechneten Kurve abweicht. Das Ergebnis nach der Kalibrierung zeigt Abbildung 6.9:

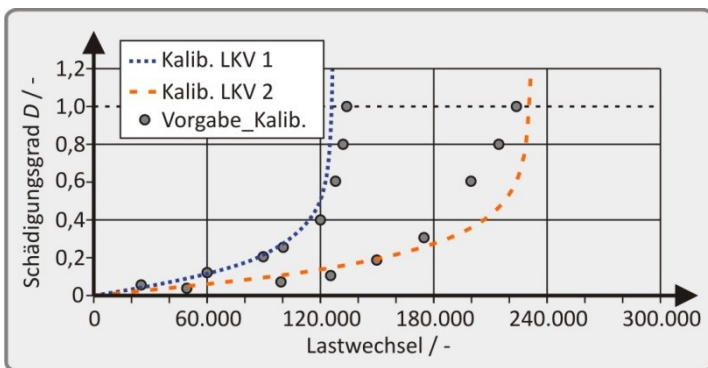


Abbildung 6.9: Ergebnis der Kalibrierung II

6.3.3 Kalibrierungsstrategie III

Diese Kalibrierungsstrategie beruht auf der Kombination aus Lastkollektiv und Einstufenversuchen. Um einen möglichst geringen experimentellen Aufwand zu realisieren, werden die Ergebnisse der Lastkollektivversuche nach Versuchsführung LKV 1 mit den Einstufenversuchen bei einer Belastungsamplitude von 750 Nm verwendet. Die Vorgabe an den Optimierungsalgorithmus zeigt Abbildung 6.10:

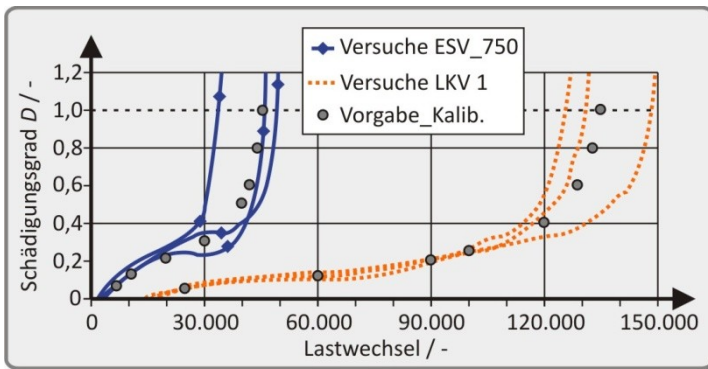


Abbildung 6.10: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie III

Durch die vom Optimierungsalgorithmus berechneten Werte für A , b und c ergibt sich folgender Ansatz:

$$D_N = 2,9156 \cdot 10^{-8} \cdot \prod_{i=1}^N e^{0,00728 \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^{0,678}} \quad (6.6)$$

Die berechnete Abweichung beträgt $x A, b, c = 0,16058$ und liegt somit leicht über der von Kalibrierungsstrategie II. Hieraus folgt, dass die durchschnittliche Abweichung der Stützstellen von den berechneten Kurven 14,2 % beträgt, was ebenfalls ein sehr geringer Wert ist. In grafischer Darstellung ergibt sich folgendes Kalibrierungsergebnis:

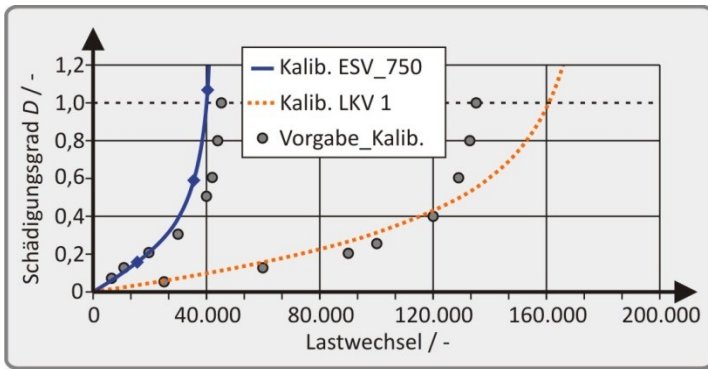


Abbildung 6.11: Ergebnis der Kalibrierung III

6.3.4 Kalibrierungsstrategie IV

Kalibrierungsstrategie IV folgt einem ähnlichen Vorgehen wie Kalibrierungsstrategie III, nur dass hier die Lastkollektive von Versuchsführung LKV 2 Verwendung finden. Folgende Abbildung zeigt die Vorgabe für den Optimierungsalgorithmus sowie die zugrundeliegenden Schädigungsverläufe:

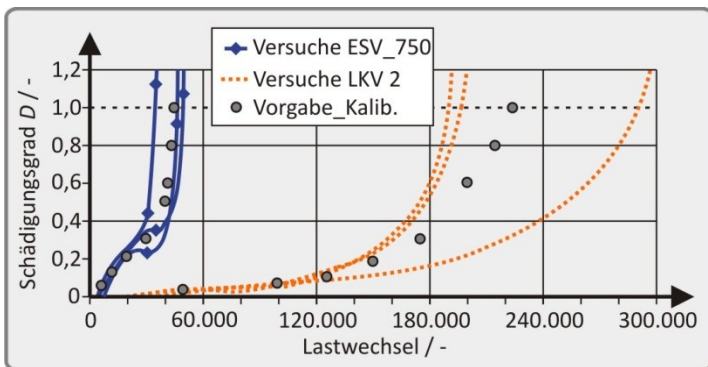


Abbildung 6.12: Stützstellenvorgabe für Kalibrierungsstrategie IV

Nach der Optimierung wird die Vorgabe in folgender Güte von den berechneten Schädigungsverläufen abgebildet:

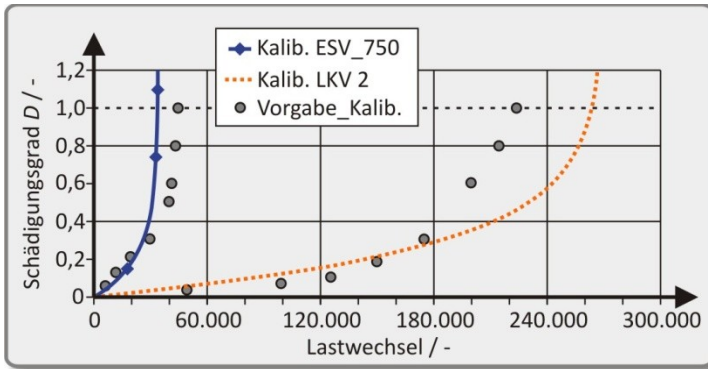


Abbildung 6.13: Ergebnis der Kalibrierung IV

Die berechneten Verläufe ergeben sich durch folgenden mathematischen Ansatz:

$$D_N = 9,0234 \cdot 10^{-9} \cdot \prod_{i=1}^N e^{0,00868 \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^{0,778}} \quad (6.7)$$

Die Abweichung beläuft sich auf x $A, b, c = 0,42159$, was einer durchschnittlichen Abweichung von 23,0 % an jeder Stützstelle entspricht. Inwiefern diese relativ hohe Abweichung Auswirkungen auf die Qualität der Lebensdauerprognose hat, wird im weiteren Verlauf der Arbeit gezeigt.

6.4 Nichtlineare Schadensakkumulation

In diesem Abschnitt werden die verschiedenen kalibrierten Ansätze verwendet, um die jeweils nicht zur Kalibrierung verwendeten Schädigungsverläufe zu berechnen. Im Anschluss an die reine Darstellung der prognostizierten Schädigungsverläufe folgt eine kritische Betrachtung der Ergebnisse. Abschließend wird ein Kurzzeitprüfprogramm für Elastomerkupplungen empfohlen, um das vorgestellte Modell effizient zu kalibrieren und dabei eine bestmögliche Prognosequalität zu erreichen.

6.4.1 Prognosen mit Kalibrierungsstrategie I

Mit dem durch die Einstufenversuche kalibrierten Ansatz nach Gleichung 6.4 werden Schädigungsverläufe für die Versuchsführungen der Lastkollektivversuche in einer nichtlinearen Schadensakkumulation berechnet. Ein Vergleich zwischen den prognostizierten und den in experimentellen Versuchen ermittelten Schädigungsverläufen ist in Abbildung 6.14 dargestellt:

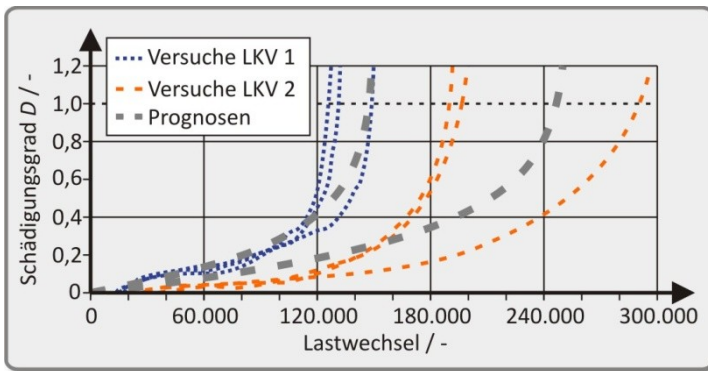


Abbildung 6.14: Prognosen der Lastkollektivversuche

Die Prognosen liegen durchweg im Streubereich der durchgeführten Versuche. Allerdings bildet das Modell die Einstufenversuche nach der Kalibrierung nur mit einer verhältnismäßig großen Abweichung ab (vgl. Abschnitt 6.3.1). Daher ist davon auszugehen, dass die hier betrachteten Lastkollektivversuche zwar gut, Einstufenversuche auf anderen als den drei zur Kalibrierung verwendeten Lastniveaus jedoch unbefriedigend prognostiziert werden. Weiterhin ist die Kalibrierungsstrategie I mit einem relativ großen experimentellen Aufwand verbunden. Es sind drei verschiedene Versuchsführungen notwendig und die Versuche haben zum Teil lange Versuchszeiten. Weiterhin ist zu bedenken, dass es sich bei Versuch 2_LKV 2 um einen Ausreißer handelt. Vor diesem Hintergrund sind die Prognosen als sehr optimistisch zu bewerten. Aus diesen Gründen kommt die Kalibrierungsstrategie I nicht für eine standardmäßig anzuwendende Vorgehensweise in Frage.

6.4.2 Prognosen mit Kalibrierungsstrategie II

Hier wurden die verhältnismäßig kurzen Versuchsführungen LKV 1 und LKV 2 der Lastkollektivversuche zur Kalibrierung herangezogen. Die berechneten Prognosen für die Einstufenversuche sind in Abbildung 6.15 dargestellt. Es sind weiterhin alle neun Schädigungsverläufe der Einstufenversuche auf den drei Belastungsniveaus von 500 Nm, 625 Nm und 750 Nm zu sehen, um diese mit den Prognosen zu vergleichen.

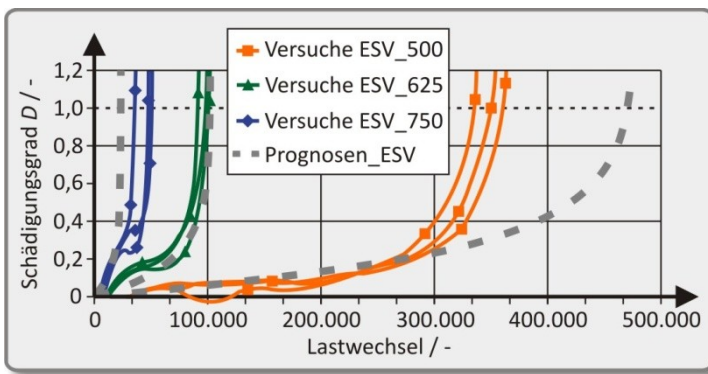


Abbildung 6.15: Prognosen der Einstufenversuche

Die Schädigungsverläufe der Laststufe bei 625 Nm werden sehr gut abgebildet. Für die höchste Laststufe (750 Nm) wird der Bauteilausfall etwas zu früh und für die niedrigste Laststufe (500 Nm) deutlich zu spät prognostiziert. Das Modell gewichtet somit offensichtlich Schädigungsanteile der kleinen Laststufe zu gering. Dies ist mit hoher Wahrscheinlichkeit auf den Ausreißer bei der Versuchsführung LKV 2 zurückzuführen (vgl. Abbildung 5.16). Durch diesen Ausreißer haben sich die für Versuchsführung LKV 2 zur Kalibrierung vorgegebenen Messpunkte deutlich in Richtung höherer Lebensdauern verschoben. Die mit dem so kalibrierten Modell berechneten Lebensdauern scheinen hierdurch ebenfalls nicht unerheblich beeinflusst zu werden. Diese Vermutung wird in der Diskussion der Ergebnisse in Abschnitt 6.5 wieder aufgegriffen.

6.4.3 Prognosen mit Kalibrierungsstrategie III

Der experimentelle Aufwand zur Kalibrierung lässt sich weiter reduzieren. Hierzu wird jeweils ein Lastkollektivversuch mit dem Einstufenversuch der hohen Belastungsamplitude (750 Nm) kombiniert. Das Ergebnis der Lebensdauerprognose für die Einstufenversuche und den ebenfalls nicht zur Kalibrierung verwendeten Versuch *LKV 2* nach Kalibrierung des Ansatzes mit Kalibrierungsstrategie III ist in Abbildung 6.16 dargestellt:

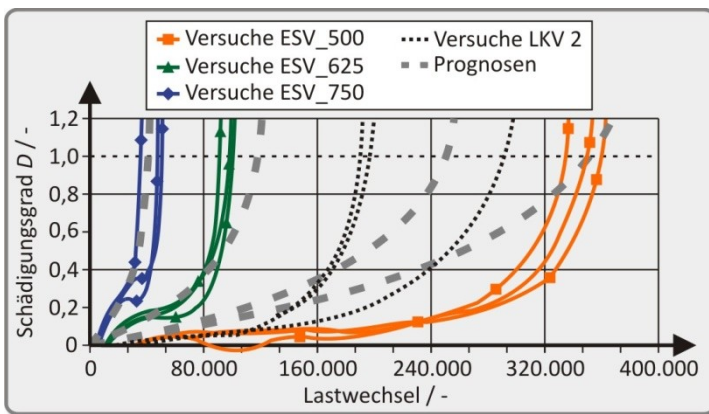


Abbildung 6.16: Prognosen der Einstufenversuche

Hier zeigt sich insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den prognostizierten Schädigungsverläufen bzw. Ausfallzeitpunkten. Alle Verläufe werden im gemessenen Streubereich prognostiziert, lediglich die mittlere Laststufe von 625 Nm Belastungsamplitude wird etwas zu optimistisch prognostiziert. Die Abweichung liegt dabei aber in einem akzeptablen Rahmen. Die Kombination eines Einstufenversuchs der hohen Belastungsamplitude mit einem Lastkollektivversuch ist somit nicht nur mit einem verhältnismäßig geringen Versuchsaufwand verbunden, sondern liefert auch noch sehr gute Ergebnisse bei der Lebensdauerprognose.

6.4.4 Prognosen mit Kalibrierungsstrategie IV

Kalibrierungsstrategie IV verfolgt den gleichen Ansatz wie Kalibrierungsstrategie III, wobei hier die Versuche der Versuchsführung LKV 2 mit einem Einstufenversuch kombiniert werden. Da es unter Verwendung von LKV 2 bei der Kalibrierung zu Abweichungen bei den Lebensdauerprognosen kommt (vgl. Abschnitt 6.4.2), sind auch die Ergebnisse der hier berechneten Schädigungsverläufe kritisch zu betrachten. Aufgrund des Ausreißers bei den experimentellen Versuchen erhalten geringe Lastniveaus offensichtlich zu wenig Gewichtung bei der nichtlinearen Schadensakkumulation. Abbildung 6.17 zeigt die durch Kalibrierungsstrategie IV erhaltenen Prognosen für die Einstufenversuche und den nicht zur Kalibrierung verwendeten Versuch LKV 1:

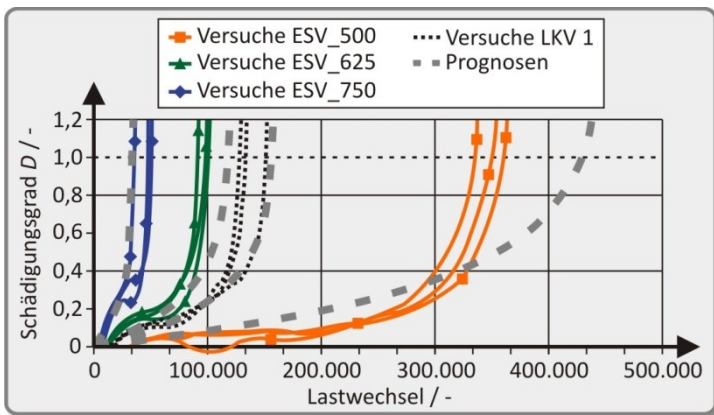


Abbildung 6.17: Prognosen der Einstufenversuche

Es ist ebenso wie bei Kalibrierungsstrategie II zu sehen, dass kleine Belastungen zu gering gewichtet werden und daher für geringe Belastungsniveaus zu hohe Lebensdauern prognostiziert werden. Da die recht ähnliche Kalibrierungsstrategie III sehr gute Ergebnisse liefert, bedarf es einer genaueren Betrachtung des Problems im folgenden Abschnitt.

6.5 Diskussion der Kalibrierungsstrategien

Das Fazit nach der Anwendung der einzelnen Kalibrierungsstrategien lautet, dass der wegen des hohen experimentellen Aufwands und der verhältnismäßig schlechten Prognosequalität eine Kalibrierung ausschließlich anhand von Einstufenversuchen keine Alternative ist. Die Kombination eines Lastkollektivversuchs, dessen Lastkollektive sich aus zwei bis drei Belastungsstufen zusammensetzen, mit einem Einstufenversuch, zeigt bei geringerem experimentellem Aufwand eine bessere Prognosequalität. Allerdings muss der Umgang mit Ausreißern bei den experimentellen Versuchen geklärt werden, da hierdurch die Qualität der Prognosen beeinträchtigt wird. Im Folgenden wird ein Verfahren zur Vermeidung zu optimistischer Lebensdauerprognosen aufgrund von Ausreißerversuchen hergeleitet.

Der einzige Versuch, der deutlich von den anderen Versuchen seiner Art abweicht, ist der *Versuch 2_LKV 2* (vgl. Abbildung 5.16). Dieser Versuch war erst nach knapp 300.000 LW ausgefallen, wobei die identischen Versuche beide unter 200.000 LW ausfielen. Wird der Ausreißer wie bei den Kalibrierungsstrategien II und IV bei der Kalibrierung des Modells berücksichtigt, wird die Qualität berechneten Prognosen negativ beeinflusst. Aus diesem Grund werden die Kalibrierungsstrategien II und IV ohne Berücksichtigung des *Versuchs 2_LKV 2* wiederholt.

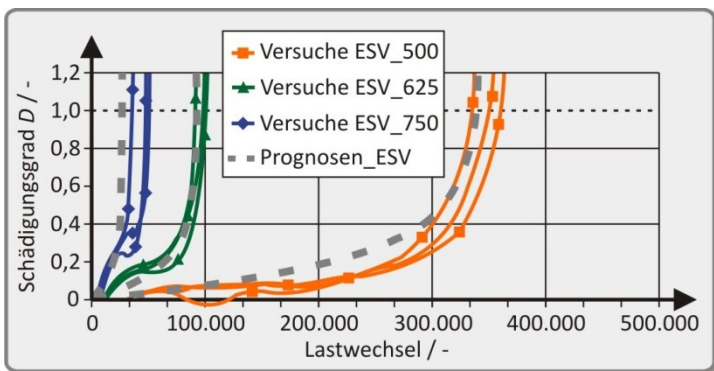


Abbildung 6.18: Ergebnisse durch Kalibrierungsstrategie II ohne Ausreißer

Mit *Kalibrierungsstrategie II* werden ohne Berücksichtigung des Ausreißerversuchs die in Abbildung 6.18 gezeigten Prognosen für die Einstufenversuche berechnet. Die Prognose der Schädigungsverläufe bei geringen Belastungen wird nun nicht mehr von dem Ausreißer beeinflusst und stimmt sehr gut mit den in experimentellen Versuchen ermittelten Schädigungsverläufen überein. Die Vermutung, dass der Ausreißerversuch die ursprünglichen Prognosen verfälscht hat, bestätigt sich in Abbildung 6.19, wo die korrigierten Prognosen nach Kalibrierungsstrategie IV dargestellt sind und ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Prognose und Messung zu beobachten ist.

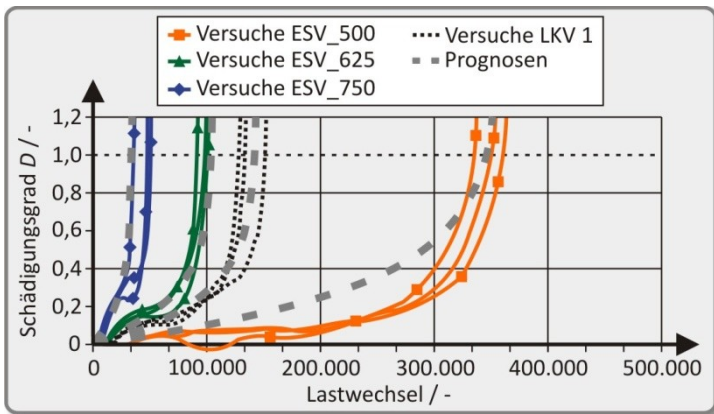


Abbildung 6.19: Prognosen durch Kalibrierungsstrategie IV ohne Ausreißer

Es ist offensichtlich, dass der Umgang mit ermittelten Schädigungsverläufen großen Einfluss auf die berechneten Prognosen hat. Eine unverhältnismäßig lange Lebensdauer suggerierende Ausreißer dürfen bei der Kalibrierung des Modells nicht berücksichtigt werden. Ausreißer in Richtung kürzerer Lebensdauern führen zu pessimistischeren Prognosen, weshalb sie weniger kritisch und bei der Lebensdauerprognose in gewissen Grenzen akzeptabel sind. Es wird folgender Vorschlag aus den Erkenntnissen abgeleitet:

Im Rahmen der Kalibrierung des nISAM ist von allen zur statistischen Absicherung aufgenommenen Schädigungsverläufen ein gemittelter Schädigungsverlauf zu bilden. Alle gemessenen Schädigungsverläufe, deren Ausfallzeitpunkt mehr als 20 % später als der des gemittelten Verlaufs beobachtet wird, dürfen bei der Kalibrierung nicht berücksichtigt werden. Aus allen übrigen wird ein neuer mittlerer Schädigungsverlauf abgeleitet. Dieser wird zur Vorgabe von Stützstellen an den Optimierungsalgorithmus zugrunde gelegt.

Das Vorgehen führt dazu, dass die so erhaltenen Prognosen auf der sicheren Seite liegen. Es ähnelt der Parallelverschiebung von Wöhlerkurven in Richtung geringerer Ausfallwahrscheinlichkeiten (z.B. 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit) bei der linearen Schadensakkumulation.

6.6 Kurzzeitprüfprogramm zur Kalibrierung des nISAM

Zur Kalibrierung des im Rahmen dieser Arbeit erstmalig formulierten nISAM hat sich folgendes Vorgehen bewährt und wird daher bei der Anwendung auf Elastomerkupplungen vorgeschlagen:

Nach der Definition eines geeigneten Schadenskriteriums sind zwei Schädigungsverläufe des betroffenen Bauteils in experimentellen Versuchsreihen zu ermitteln. Jeder Schädigungsverlauf sollte aus mindestens drei (besser mehr) identischen Versuchen zur statistischen Absicherung gemäß dem in Abschnitt 6.5 empfohlenen Vorgehen abgeleitet werden. Einer der Schädigungsverläufe sollte ohne statische Vorlast und mit einer konstanten Belastungsamplitude (Einstufenversuch) zwischen $1,25 \cdot T_{KN}$ und $1,5 \cdot T_{KN}$ aufgenommen werden. Der andere Versuch ist ein Lastkollektivversuch, dessen Kollektiv drei Belastungsniveaus beinhaltet. Die Verteilung der Belastungsniveaus innerhalb des Kollektivs ist beliebig. Für die Belastungsniveaus wird ein Fenster zwischen $1,0 \cdot T_{KN}$ und $1,5 \cdot T_{KN}$ empfohlen. Dies führt einerseits zu geringen Versuchszeiten, hat aber andererseits auch noch keine zu starke Änderung der Charakteristik der Schädigungsverläufe und somit der Schädigungsvorgänge zur Folge (vgl. Abschnitt 5.3.4). Aus den Schädigungsverläufen werden jeweils mindestens sechs Wertepaare bestehend aus Schädigungsgrad und zugehöriger Lastwechselzahl zur Kalibrierung des nichtlinearen Schadensakkumulationsmodells verwendet. Hiernach können Schädigungsverläufe für beliebige andere Versuchsführungen berechnet werden.

7. Zusammenfassung

Lebensdauerprognosen werden im technischen Bereich durchgeführt, um den zu erwartenden Ausfallzeitpunkt eines Bauteils bei vorgegebenen Belastungen und Randbedingungen zu berechnen. Auf diese Weise können für das betrachtete Bauteil die notwendigen Wartungs- bzw. Austauschintervalle ermittelt werden. Die Lebensdauerprognose für Elastomerbauteile ist aufgrund steigender Anforderungen an die Genauigkeit sowie die Berücksichtigung werkstoffspezifischer Phänomene ein zentraler Bestandteil aktueller Forschungsarbeiten der Branche. Oft ist die Übereinstimmung zwischen in experimentellen Versuchen beobachteten und den mit heutigen Prognoseansätzen berechneten Bauteillebensdauern mangelhaft. Dies macht deutlich, dass die Anwendung einfacher, von der Anwendung auf Metalle abgeleiteter Prognosemodelle langfristig keine zufriedenstellende Lösung darstellen kann. Vielmehr sind solche Modelle zu entwickeln, die speziell auf die komplexen Werkstoffeigenschaften der Elastomere zugeschnitten sind. Die vorliegende Arbeit beschreibt die Implementierung eines neuartigen Ansatzes zur Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile, dessen Prognoseergebnisse durch experimentelle Versuchsreihen verifiziert werden.

Es wird ein mathematischer Ansatz formuliert, der abweichend von der heute verwendeten linearen Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren und Miner eine nichtlineare Schadensakkumulation ermöglicht. Bei der Berechnung der durch einen Lastwechsel hervorgerufenen Teilschädigung, wird stets die bereits durch vorangegangene Lastwechsel hervorgerufene Schädigung berücksichtigt. Auf diese Weise wird die Integration des für Elastomere bekannten „*Langzeitgedächtnisses*“ auch für lange zurückliegende Belastungszustände ermöglicht. Zwei aufeinanderfolgende Lastwechsel mit identischer Belastung haben somit keine identische schädigende Wirkung, da für den zweiten Lastwechsel eine andere Vorschädigung vorliegt als für den ersten.

Neben der Schadensakkumulationshypothese unterscheidet sich auch das Vorgehen zur Ermittlung der Beanspruchbarkeit eines Bauteils von dem Vorgehen heutiger Modelle. Bei dem neuen Prognosemodell wird die Beanspruchbarkeit direkt am betrachteten Bauteil ermittelt. Die heute gängigen Modelle werden mit Hilfe von an Werkstoffproben ermittelten Werkstoffwöhlerlinien kalibriert. Die Beanspruchbarkeit wird daraufhin durch die Umrechnung eines in der Regel mehraxialen Beanspruchungszustandes im realen Bauteil auf den einfachen Beanspruchungszustand

im Probekörper unter Anwendung einer Festigkeitshypothese ähnlich der Vergleichsspannung bei Metallen ermittelt. Für Elastomere konnte bis heute allerdings noch keine allgemeingültige Festigkeitshypothese gefunden werden. Weiterhin kann gerade bei makromolekularen Werkstoffen (wie z.B. Elastomeren) das Herstellungsverfahren einen entscheidenden Einfluss auf die späteren Produkteigenschaften haben. Da Probe und Bauteil in ihrer Größe und Geometrie in der Regel stark voneinander abweichen, sind auch die Herstellungsverfahren voneinander verschieden. Wegen der hierdurch potentiell vorliegenden unterschiedlichen Eigenschaften (Anisotropie, Eigenspannungen, Oberflächenbeeinträchtigungen etc.), ist die Übertragung von der an einer Probe ermittelten Beanspruchbarkeit auf reale Bauteile generell kritisch. Deshalb wird das neue Prognosemodell direkt an den zu untersuchenden Bauteilen kalibriert. Hierzu werden Schädigungsverläufe aus experimentellen Versuchsreihen herangezogen.

Da die Kalibrierung des neuen Prognosemodells anhand realer Bauteile durchgeführt wird, ist zur Kostenreduktion ein Minimum an notwendigen experimentellen Versuchen anzustreben. Hierzu wird aus den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen ein Kurzzeitprüfprogramm für Elastomerkupplungen abgeleitet. Demnach wird das Prognosemodell anhand einer Kombination aus Einstufen- und Lastkollektivversuchen auf ein betrachtetes Bauteil kalibriert. Durch dieses Kurzzeitprüfprogramm kann das nichtlineare Schadensakkumulationsmodell mit geringem experimentellen Aufwand kalibriert werden.

Für die experimentellen Versuchsreihen wird ein Prüfstand erstmalig so eingerichtet, dass die eingebrachte Dämpfungsleistung während der Versuche automatisiert geregelt und so eine konstante Bauteiltemperatur gewährleistet wird. Hierdurch ist es möglich, alle gemessenen Kennwerte und Lebensdauern von den Einflüssen einer schwankenden Bauteiltemperatur zu entkoppeln. Die Regelung der Dämpfungsleistung wird realisiert, indem ein separater Regelkreis die Prüffrequenz so nachführt, dass durch ihre Multiplikation mit der aktuell verrichteten Dämpfungsarbeit die zuvor festgelegte gewünschte Dämpfungsleistung resultiert. Besonders interessant ist diese Art der Versuchsführung, wenn temperaturabhängige Kuppelungskennwerte zur Ermittlung von Schädigungsverläufen und Ausfallzeitpunkten herangezogen werden. Hierbei ist eine im Langzeitversuch konstante Bauteiltemperatur obligatorisch.

Weiterhin wird das in der Literatur viel diskutierte Problem eines geeigneten Ausfallkriteriums für Elastomerbauteile aufgegriffen. Es stellt sich die Frage, über welchen Kennwert bzw. welche Kennwertänderung für die im Rahmen dieser Arbeit geprüften Bauteile eine fortschreitende Bauteilschädigung beschrieben werden kann. Eine Gegenüberstellung verschiedener Ausfallkriterien in Form von Kennwertverläufen aus experimentellen Versuchen erbringt den Nachweis, dass ein Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % bezogen auf einen Referenzwert besser geeignet ist, als ein Abfall der Steifigkeit.

In einer weiterführenden Auswertung wird die Ausfallcharakteristik in Einstufenversuchen detaillierter betrachtet. Hier kann die dem neuen Prognosemodell zugrundeliegende Annahme bestätigt werden, dass die Schädigungsverläufe aus Einstufenversuchen innerhalb bestimmter Lastgrenzen bezogen auf den jeweiligen Ausfallzeitpunkt eine von der Belastungshöhe nahezu unabhängige Charakteristik aufweisen.

Abschließend werden alle gewonnen Erkenntnisse in Form eines neuartigen Modells zur Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile zusammengefasst. Nach der Kalibrierung des Modells mit einer Kombination aus Einstufen- und Lastkollektivversuchen werden sowohl Schädigungsverläufe als auch Ausfallzeitpunkte für verschiedene Versuchsführungen berechnet. Ein Vergleich mit den Ergebnissen aus experimentellen Versuchen belegt die sehr gute Qualität der Prognosen.

8. Ausblick

Das hier entwickelte Modell zur Prognose der Lebensdauer ist so strukturiert, dass es mit verhältnismäßig wenig Aufwand modifiziert werden kann. Mit weiterführenden Untersuchungen hinsichtlich bei der Lebensdauerprognose zu berücksichtigender Phänomene eröffnen sich viele Möglichkeiten der Erweiterung des Modells. Es können Faktoren integriert werden, die Temperatureinflüsse, Einflüsse der Belastungsart (z.B. Zug-Druck), die Mittellastabhängigkeit oder auch wie in dieser Arbeit beobachtete Erholungseffekte berücksichtigen. Auch die Berücksichtigung der Materialalterung oder der von chemischen Angriffen auf das Elastomer sind möglich. An welcher Stelle und mit welcher Wirkung entsprechende Faktoren in das Modell integriert werden müssen, wird im Rahmen eines geplanten Folgevorhabens durch experimentelle Versuche ermittelt und ergänzend dazu durch die gezielte Auswertung veröffentlichter Versuchsergebnisse abgeleitet.

Die Kalibrierung des Modells an realen Bauteilen birgt Vorteile, ist aber insofern kritisch zu bewerten, dass sie trotz des Kurzzeitprüfprogramms verhältnismäßig teuer ist. Die Problematik des Einflusses des Herstellungsverfahrens auf die Lebensdauer und die damit verbundenen Probleme bei der Übertragung von experimentellen Ergebnissen von Prüfkörpern auf Bauteile werden immer bestehen. Findet sich jedoch eine allgemeingültige Festigkeitshypothese für Elastomere, so können geometrisch und vom Herstellungsverfahren ähnliche Bauteile innerhalb einer Baureihe untereinander verglichen werden. Das Modell kann dann an kleinen Bauteilen einer Baureihe kalibriert und auf alle größeren Bauteile derselben Baureihe angewendet werden. Für die Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ des mathematischen Ansatzes wird in dem Fall die gefundene Festigkeitshypothese, eine Materialbeanspruchung, anstelle der in dieser Arbeit verwendeten Bauteilbelastung eingesetzt.

Nicht zuletzt sollte untersucht werden, in welchen anderen technischen Bereichen/Disziplinen das Modell anwendbar ist. Bereits im vorliegenden Zustand ist es für jeden Anwendungsfall nutzbar, bei dem eine bestimmte Eigenschaft mit einer bestimmten Charakteristik in Abhängigkeit einer Beanspruchung exponentiell anwächst. Zunächst kann eine Parallele zu (faserverstärkten) Kunststoffen untersucht werden. Weiterhin ist auch die Anwendung in völlig anderen Bereichen wie beispielsweise der Verfahrenstechnik (Simulation von Reaktionen) eine interessante Perspektive zur Nutzung der Ergebnisse dieser Arbeit.

9. Literaturverzeichnis

- [AAJ01] **Abraham, F.; Alshuth, T.; Jerrams, S.:** *Ermüdungsbeständigkeit von Elastomeren – Einfluss der Spannungsamplitude und der Unter-spannung*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 54. Jahrgang, Nr.12/2001, S. 643-647 (2001)
- [AAJ02] **Abraham, F.; Alshuth, T.; Jerrams, S.:** *Ermüdungsbeständigkeit von Elastomeren – Einfluss der Spannungsamplitude und der Unter-spannung Teil 2*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 55. Jahrgang, Nr.12/2002, S. 674-678 (2002)
- [AIS96] **Alshut, T.; Schuster, R. H.:** *Hochleistungsverbundwerkstoff Elasto-mer: Von den Rohstoffen zum massgeschneiderten Eigenschaftspro-fil*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 1996, Berlin (1996)
- [Bar82] **Bardenheier, R.:** *Mechanisches Versagen von Polymerwerkstoffen, Anstrengungsbewertung mehrachsialer Spannungszustände*, Carl Hanser Verlag (1982)
- [Bau08] **Bauman, J.:** *Fatigue, Stress, and Strain of Rubber Components – Guide for Design Engineers*, Carl Hanser Verlag, München (2008)
- [Bau09] **Bauermeister, R.:** *Lebensdauer von Elastomerkupplungen unter Berücksichtigung von Chargin und Alterungseinfluss*, Dissertation, Aachen (2009)
- [BaV08] **Bankhofer, U.; Vogel, J.:** *Datenanalyse und Statistik*, Fachbuch, GWV Fachverlage, Wiesbaden (2008)
- [Bec59] **Becker, G. W.:** *Spannungsrelaxation und Deformationsretardation von Hochpolymeren*, Kolloid-Zeitschrift, Band 166, Heft 1 (1959)
- [BeG05] **Besdo, D.; Gödde, P.:** *FVA-DFG Forschungspaket Elastomere*, Einlei-tung zum Gesamtprojekt, Forschungsheft Nr. 846 der Forschungs-vereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (2008)
- [Bei61] **Beitz, W.:** *Untersuchung der elastischen und dämpfenden Eigen-schaften drehelastischer Kupplungen und ihrer Dauerfestigkeit*, Dissertation, Berlin (1961)

- [Ben41] **Benz, W.:** *Zur Berechnung drehelastischer Kupplungen*, Motortechnische Zeitschrift, Nr. 1 (1941)
- [Ben82] **Benner, J.:** *Kupplungsausfallkriterien - Literaturrecherche*, Forschungsheft Nr. 132 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (1982)
- [Ber06] **Bertram, A.:** *Vorlesungsskript zur Festigkeitslehre I+II*, Vorlesungsskript der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg (2006)
- [Böh99] **Böhm, R. P.:** *Lebensdauer von schubbelasteten Gummikupplungen*, Dissertation, Aachen/Mainz (2000)
- [Bre95] **Bremer, G.:** *Betriebsfestigkeit von Metall-Gummilagern*, Dissertation, TU Clausthal (1995)
- [BrW80] **Braun, D.; Wendorff, J. H.:** *Untersuchungen von molekularen Versagensvorgängen in Elastomeren*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 33. Jahrgang, Nr. 10/1980, S. 821-829 (1980)
- [BSV96] **Bremer, G.; Schmid, A.; Vogler, J.:** *Elastomerbauteile im Fahrzeugbau – Von der Beanspruchungsmessung zum Laborversuch*, DVM-Tag 1996 Elastomerbauteile, Berlin (1996)
- [CGM99] **Cordts, D.; Gürtler, D.; Meyer, C.:** *Auslegung und Lebensdauerberechnung von Elastomerkupplungen*, Antriebstechnisches Kolloquium, Aachen (1999)
- [CoB61] **Cornelius, E. A.; Beitz, W.:** *Bestimmung von Kenngrößen drehelastischer Kupplungen*, Fachzeitschrift Konstruktion im Maschinen-Apparate- und Gerätebau, 13. Jahrgang, Heft 11 (1961)
- [DIN86] **Norm DIN 740 Teil 2:** *Nachgiebige Wellenkupplungen – Begriffe und Berechnungsgrundlagen*, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin (1986)
- [DIN90] **Norm DIN 40041:** *Zuverlässigkeit - Begriffe*, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin (1990)

- [DIN03] **Norm DIN 31051:** *Grundlagen der Instandhaltung*, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Berlin (2003)
- [Dui09] **Duisen, F.:** *Angewandte Betriebsfestigkeitsberechnungen an ein- und zweiachsig belasteten Fahrwerkslagern*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin (2009)
- [EHE08] **Eyerer, Peter; Hirth, Thomas; Elsner, Peter:** *Polymer Engineering – Technologien und Praxis*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2008)
- [Ehr93] **Ehrenstein, G.W. (Hrsg.):** *Hysteresis-Meßverfahren – Das flexible Verfahren zur dynamischen Werkstoffprüfung nach R. Renz*, Seminarband, Erlangen (1993)
- [Fed77] **Federn, K.:** *Dämpfung elastischer Kupplungen – Wesen, einwirkende Parameter, Ermittlung*, VDI-Berichte Nr. 299, VDI-Verlag (1977)
- [Fla03] **Flamm, M.:** *Ein Beitrag zur Betriebsfestigkeitsvorhersage mehraxial belasteter Elastomerbauteile*, Dissertation, TU Hamburg Harburg (2003)
- [FSW02] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Schadensakkumulation bei Elastomeren*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 55. Jahrgang, Ausgabe 12/2002, S. 665-668 (2002)
- [FSW03] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Festigkeitshypothesen in der rechnerischen Lebensdauervorhersage von Elastomeren*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 56. Jahrgang, Ausgabe 11/2003, S. 582-586 (2003)
- [FSW09] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Lebensdauerabschätzung auf Basis eines lokalen Konzeptes*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin (2009)
- [Gen01] **Gent, A. N.:** *Engineering with Rubber – How to Design Rubber Components*, zweite Auflage, Hanser Fachbuchverlag (2001)
- [Ger57] **Gerlach, W.:** *Die Drehfederzahl gummi-elastischer Kupplungen im Primärsystem dieselhydraulischer Lokomotiven*, Dissertation, München (1957)

- [Gie11] **Giese, U.:** *Aufklärung ermüdungs- und schädigungsrelevanter Mechanismen bei dynamisch belasteten technischen Gummiwerkstoffen*, Abschlussbericht zum IGF-Vorhaben Nr. 15694 N, Hannover (2011)
- [GLT64] **Gent, A. N.; Lindley, P. B.; Thomas, A. G.:** *Cut Growth and Fatigue of Rubbers. I. The Relationship between Cut Growth and Fatigue*, Journal of Applied Polymer Science, Vol. 8, S. 455-466 (1964)
- [Gni81] **Gnilke, W.:** *Möglichkeiten und Grenzen der Lebensdauerberechnung von Maschinenelementen*, Fachzeitschrift Maschinenbautechnik, Jahrgang 30, Heft 8, S. 355 – 357 (1981)
- [GrF11] **Grote, K. H.; Feldhusen, J. (Hrsg.):** *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag (2011)
- [GSB08] **Gold, P. W.; Schelenz, R.; Bauermeister, R.:** *Teilprojekt „Wöhlerlinienkonzept“ im Forschungspaket Elastomere*, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA 437 I, Forschungsheft Nr. 846 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a.M. (2008)
- [GSM08] **Gold, P. W.; Schelenz, R.; Mödder, R.:** *Erweiterung des Wöhlerlinienkonzeptes zur Lebensdaueroptimierung von dynamisch belasteten Elastomerbauteilen unter Berücksichtigung von Alterungseinflüssen durch Temperaturbelastung sowie Umgebungseinflüssen*, Forschungsheft Nr. 872 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (2008)
- [HFM07] **Harbour, R. J.; Fatemi, A.; Mars, W. V.:** *Fatigue crack growth of filled rubber under constant and variable amplitude loading conditions*, Journal of Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 30, Issue 7, S. 640-652 (2007)
- [HGB04] **Haberstroh, E.; Gold, P. W.; Becker, M.; Krumpholz, T.:** *Beanspruchungsgerechte Lebensdauerdimensionierung von dynamisch auf Drehschub belasteten Elastomerkupplungen*, Forschungsheft Nr. 657 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (2004)

- [HHS85] **Härtel, V.; Hofmann, M.; Schreiber, F.:** *Lebensdauerprüfungen an Gummiprüfkörpern und ihre Korrelation zu Fertigbauteilen*, Vorträge der 11. Sitzung des Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, S. 61-78 (1985)
- [HHS03] **Hänel, B.; Haibach, E.; Seeger, T.; Wirthgen, G.; Zenner, H.:** *FKM - Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguß- und Aluminiumwerkstoffen*, Forschungskuratorium Maschinenbau, VDMA Verlag, 5. Auflage, Frankfurt (2003)
- [HoG01] **Hofmann, W.; Gupta, H. (Hrsg.):** *Handbuch der Kautschuktechnologie*, Dr. Gupta Verlag (2001)
- [Hoe09] **Höfer, P.:** *Temperaturabhängigkeit der dynamischen Eigenschaften von Elastomeren*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin (2009)
- [Hol04] **Holtmann, M.:** *Umrechnung von statischen und dynamischen Steifigkeitskennlinien innerhalb von Elastomerkupplungsbaureihen*, Dissertation, Duisburg (2004)
- [Hue98] **Huy, M.; Evrard, G.:** *Methodologies for lifetime predictions of rubber using Arrhenius and WLF models*, Fachzeitschrift "Die Angewandte Makromolekulare Chemie", Ausgabe 261/262, S.135-142 (1998)
- [KAI10] **Klauke, R.; Alshuth, T.; Ihlemann, J.:** *Lebensdauervorhersage von technischen Gummiwerkstoffen unter einfacher Scherung mit rotierenden Achsen*, Kautschuk Gummi Kunststoffe, Ausgabe 07-08/2010 (2010)
- [Käs97] **Käsler, R.:** *Standardisiertes Prüfverfahren zur Kennwertermittlung und Dimensionierung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen*, Dissertation Duisburg (1997)
- [Kli77] **Klingenberg, R.:** *Experimentelle und analytische Untersuchungen des dynamischen Verhaltens drehnachgiebiger Kupplungen*, Dissertation, Berlin (1977)

- [Küm86] **Kümmlee, H.:** *Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Verhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb*, VDI-Verlag, Düsseldorf (1986)
- [KWS91] **Kötzle, H.; Weiblein, W.; Schmid, A.:** *Schwingungsisolierende Elastomerbauteile in Pkw – Kennwertermittlung und Lebensdauererprobung*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 44. Jahrgang, Ausgabe 09/1991, S. 856-860 (1991)
- [LaL65] **Lake, G. J.; Lindley, P. B.:** *The Mechanical Fatigue Limit for Rubber*, Journal of Applied Polymer Science, Vol. 9, S. 1233-1251 (1965)
- [Mah87] **Mahrenholtz, O.:** *Werkstoffdämpfung*, VDI-Berichte Nr. 627 (1987)
- [MaF05] **Mars, W. V.; Fatemi, A.:** *Multiaxial fatigue of rubber: Part I + II: Equivalence criteria and theoretical aspects + experimental observations and live predictions*, Journal of Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 28, S. 523-538 (2005)
- [McA08] **McNamara, J.; Alshuth, T.:** *Ermüdung von Elastomeren*, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA 438 I, Forschungsheft Nr. 846 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a.M. (2008)
- [MeB93] **Mertens, H.; Barutzki, F.:** *Schwingungsgemische – Ermittlung des Übertragungsverhaltens von Elastomerkupplungen bei Schwingungsanregung mit mehreren Erregerfrequenzen*, Forschungsheft Nr. 377 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (1993)
- [Mey03] **Meyer, S.:** *Modellbildung und Identifikation von lokalen nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in komplexen strukturdynamischen Finite Elemente Modellen*, Dissertation, Kassel (2003)
- [Mey09] **Meyer, R.:** *Konzept zur Lebensdauerabschätzung von Elastomerbauteilen mit Hilfe der FEM und Fuzzy-Logic*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin (2009)

- [Min45] **Miner, M. A.:** *Cumulative damage in fatigue*, Journal of Applied Mechanics, S. A-159 – A-164 (1945)
- [MeZ95] **Mertens, H.; Ziegenhagen, S.:** *Standardisierte Kennwertermittlung für Elastomer-Kupplungen*, Forschungsheft Nr. 450 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (1995)
- [MoW09] **Molls, M.; Wortberg, J.:** *Analysis of the influence of different load sequences on the life cycle of dynamically loaded elastomer bushings*, Vortrag auf der International Rubber Conference 2009, Nürnberg (2009)
- [Pal24] **Palmgren, A. G.:** *Die Lebensdauer von Kugellagern*, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Vol. 68, No. 14, S. 339-341 (1924)
- [PeL93] **Peeken, H.; Lambertz, S.:** *Neue Theorie gummielastischer Werkstoffe*, Antriebstechnisches Kolloquium, Köln (1993)
- [PeP88] **Peeken, H.; Platt, W.:** *Dynamisches Verhalten drehelastischer Kupplungen im Temperaturbereich über 60°C unter Berücksichtigung allgemeiner Materialgleichungen und Einbeziehung von Ausfallkriterien*, Forschungsheft Nr. 288 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (1988)
- [Pla88] **Platt, W.:** *Betriebssicherheit von elastomerbestückten Wellenkupplungen unter besonderer Berücksichtigung der Einsatztemperatur*, Dissertation, Aachen (1988)
- [PTB86] **Peeken, H.; Troeder, C.; Benner, J.; Platt, W.:** *Dynamisches Verhalten drehelastischer Kupplungen unter Berücksichtigung allgemeiner Materialgleichungen und Einbeziehung von Ausfallkriterien*, Forschungsheft Nr. 221 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M., 1986
- [QiF96] **Qian, J.; Fatemi, A.:** *Fatigue Crack Growth under Mixed-Mode I and II Loading*, Journal of Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 19, Issue 10, S. 1277-1284 (1996)

- [RoB77] **Roberts, B. J.; Benzies, J. B.:** *The relationship between uniaxial and equibiaxial fatigue in gum and carbon black filled vulcanizates*, Proceedings of Rubbercon '77', Volume 2.1, S. 2.1–2.13 (1977)
- [Roy92] **Royo, J.:** *Fatigue testing of rubber materials*, Polymer Testing 11/5, S. 325-344 (1992)
- [SAC98] **Saintier, N.; André, N.; Cailletaud, G.; Piques, R.:** *Fatigue live prediction of NR components for uniaxial and multiaxial loadings*, International Rubber Conference, Paris (1998)
- [Sch10] **Schmidt, A.; Seufert, B.; Pezelj, Z.; Weltin, U.; Spreckels, J.:** *Kundennaher Betriebsfestigkeitsnachweis von Elastomerbauteilen im Fahrwerksbereich unter Berücksichtigung von Alterung und Ermüdung*, MP Materialprüfung, Volume 52, Issue 7/8, S. 543-548 (2010)
- [Sck09] **Schwarz, H. R.; Köckler, N.:** *Numerische Mathematik*, 7. aktual. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag (2009)
- [SFW04] **Steinweger, T.; Flamm, M.; Weltin, U.:** *Einsatz der Rainflow-Filterung von omittierten Prüfsignalen für Elastomerbauteile*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 57. Jahrgang, Nr. 06/2004, S. 293-297 (2004)
- [SGH09] **Stoček, R.; Gehde, M.; Heinrich, G.:** *Analyse des dynamischen Risswachstums von Elastomeren*, Kautschuk Gummi Kunststoffe, Ausgabe 04/2009 (2009)
- [SIS96] **Schöpfel, A.; Idelberger, H.; Schütz, D.; Flade, D.:** *Betriebsfestigkeit von Elastomerbauteilen*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 1996, Berlin (1996)
- [SGM00] **Sun, C.; Gent, A.; Marteny, P.:** *Effect of Fatigue Step Loading Sequence on Residual Strength*, Tire Science & Technology, Volume 28 Issue 3 (2000)

- [SUS03] **Sponagel, S.; Unger, J.; Spies, K. H.:** *Härtebegriff im Zusammenhang mit Vernetzung, Bruchdehnung und Dauerfestigkeit eines Elastomers*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 56. Jahrgang, Nr. 11/2003, S. 608-613 (2003)
- [SSK11] **Stommel, M.; Stojek, M.; Korte, W.:** *FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen*, Carl Hanser Verlag, München (2011)
- [Ste98] **Stein, G.:** *Füllstoffe, Weichmacher, Chemikalien*, Seminararbeit „Elastomerverarbeitung bei Freudenberg“, Weinheim (1998)
- [Sto99] **Stommel, M.:** *Beschreibung der viskoelastischen mechanischen Eigenschaften, der Betriebsfestigkeit und des Bruchverhaltens von Elastomerbauteilen mit der Finite-Elemente-Methode*, Dissertation Aachen (1999)
- [Sto11] **Stoček, R.:** *Neuartiges Konzept zur experimentellen Bestimmung der dynamischen Rissausbreitung in Elastomeren*, Vortrag auf der Fachtagung Technomer 2011, Chemnitz (2011)
- [StR96] **Steinhilper, W; Röper, R.:** *Maschinen- und Konstruktionselemente 3 – Elastische Elemente, Federn, Achsen und Wellen, Dichtungstechnik, Reibung, Schmierung, Lagerungen*, Springer-Verlag (1996)
- [Tim81] **Timm, T.:** *Was ist Gummi?*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 34 (2003)
- [VDI71] **Norm VDI 2240:** *Wellenkupplungen; Systematische Einteilung nach ihren Eigenschaften*, Herausgegeben durch den Verein Deutscher Ingenieure e.V. (VDI) (1971)
- [Vul11] **Vulkan Couplings [Hrsg.]:** *Explanation of Technical Data*, Veröffentlichte Dokumentation zu den Hintergründen der angegebenen Katalogwerte für Elastomerkupplungen
- [Wes80] **Wesche, H.:** *Untersuchung der dynamischen Ermüdung von Vulkanisaten*, Kautschuk Gummi Kunststoffe 33. Jahrgang, Nr. 2/1980, S. 103-116 (1980)

- [WHV82] **Wünsch, D.; Harmeyer, H.; Vogel, R.:** *Drehfedersteifigkeit und Dämpfung drehelastischer Kupplungen*, Forschungsheft Nr. 109 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (1982)
- [Wol08] **Wolters, K.:** *Formalismen, Simulation und Potenziale eines nutzungsdaueroptimierenden Zuverlässigkeitskonzepts*, Dissertation Duisburg (2008)
- [WoM05] **Wortberg, J.; Molls, M.:** *Beanspruchungsgerechte Dimensionierung von dynamisch belasteten Elastomerfederelementen*, Forschungsheft Nr. 847 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (2005)
- [WoT01] **Worden, K.; Tomlinson, G. R.:** *Nonlinearity in Structural Dynamics – Detection, Identification and Modelling*, IOP Publishing Ltd, London (2001)
- [Zie94] **Ziegenhagen, S.:** *Standardisierte Beschreibung des Übertragungsverhaltens von Elastomer-Kupplungen bei stationärem und instationärem Betrieb*, Dissertation, Berlin (1994)
- [ZMB09] **Ziegler, C.; Mehling, V.; Baaser, H.; Häusler, O.:** *Ermüdung und Risswachstum bei Elastomerbauteilen*, Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin (2009)

Eigene Publikationen

- [WHS10] **Wortberg, J.; Hoppe, R.; Spitz, M.:** *Nicht lineare Schadensakkumulation an Elastomerbauteilen auf Basis der Vorhaben AiF 12904 N (FVA 399), AiF 13608 N (FVA 435), AiF 13610 N (FVA 437), FVA 438 sowie erweiterter Reihenfolgeuntersuchungen*, Forschungsheft Nr. 934 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt a. M. (2010)
- [WoS11] **Wortberg, J.; Spitz, M.:** *Dynamische Prüfung von Elastomerbauteilen mit geregelter Dämpfungsleistung am Beispiel elastomerer Kuppelungselemente*, Vortrag auf der Fachtagung Technomer, Chemnitz (2011)

Unveröffentlichte betreute studentische Abschlussarbeiten

Mistler, M.: *Einrichtung eines Versuchsstandes zur dynamischen Prüfung von elastischen Kupplungselementen mit geregelter Dämpfungsleistung*, Bachelorarbeit (2011)

Zhao, C. L.: *Aufbau eines Datenerfassungssystems zur Ermittlung der dynamischen Kennwerte von Elastomerkupplungen*, Bachelorarbeit (2012)

Nanfack, G. R.: *Anwendung eines neuartigen Verfahrens zur Lebensdauerprognose für elastomere Kupplungselemente unter Einbeziehung der FEM*, Masterarbeit (2012)

Curriculum Vitae

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.